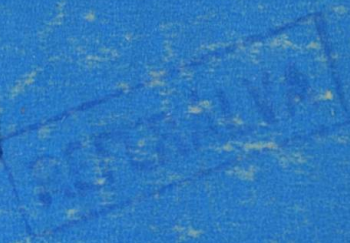


E 4524



BULETINUL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
DIN BRAȘOV

Vol. XI-1969

Seria A — Mecanică



RECEIVED
JAN 10 1871
LONDON

E 4524

L: 049757



BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică
Vol. XI

REÇERT EN ÉCHANGE PAR
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE BRASOV
BIBLIOTHÈQUE CENTRALE
RÉPUBLIQUE SOCIALISTE ROUMANIE

1969

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. dr. ing. **Nițescu Gheorghe** (președinte), acad. prof. dr. doc. **Negulescu Emil**, conf. **Lupu Ioan**, prof. dr. **Stănescu Victor**, prof. dr. ing. **Untaru Marin**, conf. ing. **Ionescu Gheorghe** (redactor (responsabil)).

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. dr. ing. **Alexandru Ștefan**, conf. ing. **Andreescu Vasile**, prof. ing. **Coșereanu Ion**, prof. dr. **Costea Constantin**, prof. dr. ing. **Deutsch Ioan**, conf. dr. **Filipescu Gheorghe**, conf. dr. ing. **Nicolaide Andrei**, conf. dr. **Parascan Darie**, conf. ing. **Tudoran Petre**, conf. dr. ing. **Vajda Alexandru**, prof. dr. ing. **Vulcu Vasile**.

Lucrările cuprinse în volumul XI au fost susținute în sesiunea științifică jubiliară din 6—7 decembrie 1968, consacrată celei de a XX-a aniversare a înființării învățămîntului tehnic superior la Brașov.



S U M A R

MATEMATICI

	Pag.
1. <i>M. Vidrașcu</i> : Contribuții la transformarea nomogramelor cu tangență și aplicații în statistica matematică — — — — —	1
2. <i>Gh. D. Ionescu</i> : Asupra unor nomograme cu transparent echer — — — —	6
3. <i>E. Marinescu, C. Marinescu</i> : Determinarea soluției fundamentale pentru ecuațiile lui LAMÉE — — — — —	13
4. <i>E. Popescu</i> : O construcție pentru mulțimea numerelor raționale pornind de la produsul cartezian $N \times N \times (N \setminus \{0\})$ — — — — —	17
5. <i>G. Orman</i> : O condiție de existență a mulțimilor omologe — — — — —	24

ELECTROTEHNICA, ELECTRONICA ȘI HIDRAULICA

6. <i>A. Nicolaide</i> : Studiul cîmpului electromagnetic în piesele masive ale mașinilor sincrone — — — — —	28
7. <i>L. Preda, M. Crețu</i> : Metodă pentru determinarea tuturor schemelor ce permit măsurarea puterilor, activă, reactivă și de nesimetrie, într-o rețea trifazată pură, fără neutru artificial la dezechilibru de curenți — — —	43
8. <i>C. Saal</i> : Ecuațiile de funcționare ale oscilomotorului bifazat reactiv cu mișcare rectilie — — — — —	49
9. <i>E. Dimboiu</i> : Determinarea modulului de elasticitate prin vibrații longitudinale forțate produse pe cale electroacustică — — — — —	63
10. <i>G. Marga, D. Stoia</i> : Folosirea condensatoarelor pentru îmbunătățirea condițiilor de modificare a turației — — — — —	73
11. <i>E. Micu</i> : Caracteristicile statice ale redresorului monofazat cu tristoare în regim invertor — — — — —	84
12. <i>G. Cruțu</i> : Metoda probabilistică pentru determinarea siguranței în funcționare a sumatoarelor binare — — — — —	91

MECANICA, REZISTENȚA MATERIALELOR, TEORIA MECANISMELOR ȘI ORGANE DE MAȘINI

13. C. C. Teodorescu : Șina continuă supusă la variații de temperatură, în regim elasto-plastic cu întărire — — — — —	99
14. I. Hajdu : Aspecte din activitatea de încercare a oțelurilor la cald desfășurată la catedra de rezistența materialelor a Institutului politehnic Timișoara — — — — —	109
15. E. Silianu : Mecanisme planetare cu raport de transmitere variabil — —	121
16. E. Marga, Gh. Marga, S. Popescu : Contribuții la calculul transportoarelor cu bandă de cauciuc de lungime mare — — — — —	133
17. C. Rădulescu : Analiza cinematică a abaterilor unghiulare la două mecanisme patrulare sferice — — — — —	145

TERMOTEHNICA ȘI CONSTRUCȚIA DE AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

18. V. Hoffmann, N. Veștemeanu, M. Epureanu, A. Ionescu : Influența caracterului nestaționar al curgerii gazelor asupra neuniformității schimbului de încărcătură al motoarelor cu piston — — — — —	161
19. A. Todicescu : Contribuții la determinarea analitică a postumplerii negative la motoarele cu ardere internă — — — — —	167
20. V. Șova : Aplicarea metodei termodinamicii proceselor ireversibile la studiul schimbului de căldură și de substanță în condițiile evaporării de pe suprafețe plane — — — — —	179
21. Gh. Bobescu : Studiul posibilităților de aplicare la motorul SR-211 a încălzirii conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire — — —	191
22. V. Olariu : Asupra caracteristicii elastice a suspensiei cu arcuri semieliptice progresive legate de ramă prin bolți și sanie — — — — —	199
23. V. Cîmpeanu : Determinarea analitică a calităților de demaraj ale autovehiculelor — — — — —	209
24. G. Deliu : Asupra dinamicii masei suspendate a automobilelor — — —	227

TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIEI DE MAȘINI

25. I. Stănescu, I. Tureac, S. Vasii, V. Suteu : Influența îmbătrînirii tablelor asupra capacității lor de ambutisare — — — — —	239
26. I. Drăgan, G. Vermeșan, E. Dragoș : Cercetări privind deformarea la cald a fontelor maleabile — — — — —	251

27. V. Vulcu, E. Iakab, A. Constantinescu : Unele probleme ale îndesării amestecului de formare — — — — —	261
28. P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Fiterău, R. Cosma : Cercetări privind influența carbonitrurării asupra rezistenței la oboseală a oțelului 15CO8. — —	268
29. L. Sauer, Gh. Drăghici, I. Popescu, D. Hollanda, I. Tureac, Gh. Boangiu, N. Ivan, C. Bogdan : Determinarea regimurilor de așchiere și a geometriei optime ale sculelor pentru aliaje de aluminiu fabricate în R.S. România	281
30. C. Wanyorek : Caracterizarea granulometrică și fizică — prin indici geometrici — a amestecurilor de formare și a altora similare — — — —	293
31. Gh. Drăghici, I. Popescu, D. Hollanda, S. Chiriacescu : Studii privind îmbunătățirea calității cămășilor de cilindri ale motoarelor de autovehicule	301
32. I. Erlicz, S. Colan, N. Seitz : Supracontrolul selectiv al pieselor în industria de automobile și tractoare — — — — —	309
33. A. Vajda, M. Gurgui, I. Pincovici : Influența vibrațiilor asupra preciziei de lucru la mașina de rectificat plan — — — — —	319
34. M. Ivan, G. Rusan : Prelucrarea electrolică a metalelor. — — — — —	329
35. Gh. Secară : Contribuții la stabilirea lungimii punților de legătură dintre granulele ce alcătuiesc corpurile abrazive — — — — —	339



SUMMARY

MATHEMATICS

	Page
1. <i>M. Vidraşcu</i> : Contributions to the transformation of tangent contact nomogram and application in the mathematical statistics — — — — —	1
2. <i>Gh. D. Ionescu</i> : About some nomograms with transparent square — — —	6
3. <i>E. Marinescu, C. Marinescu</i> : Determination of the fundamental solution for LAMEE's equation — — — — —	13
4. <i>E. Popescu</i> : A construction for the set of rational numbers starting from the topological product $N \times N \times (N \setminus \{0\})$ — — — — —	17
5. <i>G. Orman</i> : A condition of existence of the homologous sets — — — —	24

ELECTROTECHNICS, ELECTRONICS AND HIDRAULICS

6. <i>A. Nicolaide</i> : The study of the electromagnetic field in the massive iron poles of synchronous machines — — — — —	28
7. <i>L. Preda, M. Creţu</i> : The method for determining all the circuits which permite the measurement of the active, reactive and unsymmetrical powers in poor three phase network without artificial null, at the currents unequilibrium — — — — —	43
8. <i>C. Saal</i> : Service equations of the biphas reactive oszillomotor with linear movement — — — — —	49
9. <i>E. Dimboiu</i> : Determination of the elasticity modul with forced longitudinal vibrations, produced by an electroacustical way — — — — —	63
10. <i>G. Marga, D. Stoia</i> : Using of the condensers for betterment of the possibility to modify the number of rotations of motor asynchrone — — — —	73
11. <i>E. Micu</i> : The static characteristics of the single-phase thyristors' rectifier in an inverter service — — — — —	84
12. <i>G. Cruţu</i> : Probability method for determiny the safety in operation binary summation instruments — — — — —	91

THEORETICAL MECHANICS, STRENGTH OF MATERIALS THEORY OF MECHANISMS, MACHINE PARTS

13. C. C. Teodorescu: The long weldet rail under variation of temperature and elasto-plastic, strain-hardening type — — — — —	99
14. I. Hajdu: Aspects of the testing work of hot steels by the department for Strength of materials form the Politechnical Institut Timișoara — — —	109
15. E. Silianu: Planetary gear mechanisms with variable speed ratio — — —	121
16. E. Marga, Gh. Marga, S. Popescu: Contributions to the calculation of rubber ribbon conveyers of great length — — — — —	133
17. C. Rădulescu: The kinematic analysis of the angular deflections' on two spherical four-bar mechanisms — — — — —	145

HEAT ENGINEERING, CONSTRUCTION OF MOTOR-CARS AND TRACTORS

18. V. Hoffmann, N. Veștemeanu, M. Epureanu, A. Ionescu: The influence of the nonuniformity of load change in piston engines — — — — —	161
19. A. Todicescu: Contributions to the analytical determination of the negative after-loading in internal combustion engines — — — — —	167
20. V. Șova: The application of the thermodynamic method of irreversible processes for the study of heat and mass change under conditions of evaporation of plane surfaces — — — — —	179
21. Gh. Bobescu: Study of application possibility of intake pipe heating with liquid from the cooling system of the SR-211 engine — — — — —	191
22. V. Olariu: About the elastic characteristic of the progressive semi-elliptical arc suspension connected to the strame by bolt and slide — — — — —	199
23. V. Cimpeanu: Analytical determination of motor vehicle start features	209
24. Gh. Deliu: About the dynamics of the suspended mass of motorcars.	227

THE TECHNOLOGY OF MECHANICAL ENGINEERING

25. I. Stănescu, I. Tureac, S. Vasii, V. Suteu: The influence of the ageing of the plates concerning their drawing capacity. — — — — —	239
26. I. Drăgan, G. Vermeșan, E. Dragoș: Investigations on the hot deformation of malleable cast iron. — — — — —	251
27. V. Vulcu, E. Iakab, A. Constantinescu: Some problems of moulding sand stamping — — — — —	261
28. P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Fiterău, R. Cosma: Researches about the influence of the carbonituration on the fatigue strenght of the 15CO8 steel — — — — —	268
29. L. Sauer, G. Drăghici, I. Popescu, D. Hollanda, I. Tureac, Gh. Boangiu, N. Ivan, C. Bogdan: The determination of regim and of the optime geometrical shape of the tools for cutting the aluminium alloys produced in Romania — — — — —	281



SOMMAIRE

MATHÉMATIQUES

	Page
1. M. Vidrașcu : Contribution à la transformation des monogrammes à contact de tangence et applications à la statistique mathématique — — — —	1
2. Gh. D. Ionescu : Sur certaines nomogrammes à transparent équerre — —	6
3. E. Marinescu, C. Marinescu : Détermination de la solution fondamentale pour les équations de LAMÉE — — — — —	13
4. E. Popescu : Une construction pour l'ensemble des nombres rationnels partant du produit cartésien $N \times N \times (N \setminus \{0\})$ — — — — —	17
5. G. Orman : Une condition d'existence des ensembles homologues — — —	24

ÉLECTROTECHNIQUE, ÉLECTRONIQUE ET HIDRAULIQUE

6. A. Nicolaide : Étude des camp électromagnétiques dans les pièces massives des machines synchrones — — — — —	28
7. L. Preda, M. Crețu : Méthode pour détermination de toutes les schémas permettant le mesurement des puissances, active, reactive et d'asymétrie dans du réseau triphasé pure sans nul artificiel à déséquilibre des courants — — — — —	43
8. C. Saal : Les équations du fonctionnement de l'oscillomoteur biphasé à mouvement rectiligné — — — — —	49
9. E. Dimboiu : La détermination du module d'élasticité par des vibrations longitudinales forcées produites par lavoil électro-acoustique — — — —	63
10. G. Marga, D. Stoia : L'utilisation des condensateurs pour l'amélioration des tourations du moteur asynchrone — — — — —	73
11. E. Micu : Les caractéristiques statiques du redresseur monophasé à thyristeur en régime onduleur — — — — —	84
12. G. Cruțu : La méthode probabilistique pour déterminer la certitude dans fonctionnement dela summateur binaire — — — — —	91

MÉCANIQUE, RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX, THÉORIE DES MÉCANISMES ET ORGANES DES MACHINES

13. C. C. Teodorescu : Le rail continu soumis aux variations de température, dans un régime élasto-plastique à renforcement — — — — —	99
14. I. Hajdu : Quelques aspects sur l'essai à chaud des aciers à la chaire de résistance des matériaux, l'institute polytechnique de Timișoara — — —	109
15. E. Silianu : Mécanismes planétaires à rapport de transmission variable —	121
16. E. Marga, Gh. Marga, S. Popescu : Contributions au calcul des transporteurs à bande de caoutchouc de grand longueur — — — — —	133
17. C. Rădulescu : L'analyse cinématique des déviations angulaires chez deux mécanismes quadrilatères sphériques — — — — —	145

THERMOTÉCHNIQUE, CONSTRUCTION D'AUTOMOBILES-TRACTEURS

18. V. Hoffmann, N. Veștemeanu, M. Epureanu, A. Ionescu : L'influence du caractère non-stationnaire de la condlée des gas sur la non-uniformité dans l'échange de la charge des moteurs à piston — — — — —	161
19. A. Todicescu : Contributions à la détermination analytique du post remplissage négatif, dans les moteurs à combustion interne — — — — —	167
20. V. Șova : Application de la méthode concernant la thermo-dynamique des processus irréversibles à l'étude de l'échange de chaleur et de substance, en conditions d'une évaporation sur des surfaces planes — — — — —	179
21. Gh. Bobescu : L'étude des possibilité de mise en pratique de chauffage de conduite d'admission a liquides provenant du système de refroidissement	191
22. V. Olariu : Considérations sur le caractéristique élastique de la suspension à arcs semi-elliptique progressifs, liés au châssis par boulon et traineau — — — — —	199
23. V. Cîmpeanu : La détermination analytique des propriétés du démarrage aux véhicules automobiles — — — — —	209
24. G. Deliu : Sur la dynamique de la masse suspendue des automobiles.	227

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DES MACHINES

25. I. Stănescu, I. Tureac, S. Vasii, V. Suteu : L'influence du vieillissement des tôles sur leurs capacité d'amboutissage — — — — —	239
26. I. Drăgan, G. Vermeșan, E. Dragoș : Recherches au sujet de la déformation à chaud des fontes malléables ferritiques à cœur noir. — — — — —	251
27. V. Vulcu, E. Iakab, A. Constantinescu : Certains problèmes du tassement du sable de montage — — — — —	261
28. P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Fiterău, R. Cosma : Recherches sur l'influence de la carbonitruration sur la résistance à la fatigue de l'acier 15 C08.	263

29.	L. Sauer, G. Drăghici, I. Popescu, D. Hollanda, I. Tureac, Gh. Boangiu, N. Ivan, C. Bogdan: La détermination des régimes de coupé et de la géométrie optimale des outils pour alliages d'aluminium fabriqués en R.S.R.	281
30.	C. Wanyorek: Caractérisation granulométrique et physiques par des indicateurs géométriques — des mélanges à mouler destinés aux fonderies.	293
31.	G. Drăghici, I. Popescu, D. Hollanda, S. Chiriacescu: Des études sur l'amélioration de la qualité des chemises de cylindres pour moteurs des automobiles	301
32.	I. Erlicz, S. Colan, N. Seitz: Sur contrôle sélectif dans l'industrie d'automobile et tracteurs	309
33.	A. Vajda, M. Gurgui, I. Pincovici: L'étude de l'influence des vibrations sur la précision de l'usinage de la machine à rectifier les surfaces planes.	319
34.	M. Ivan, G. Rusan: L'usinage électrochimique des métaux	329
35.	Gh. Secară: Contributions à l'établissement des longueurs d'éléments de liaison entre les granules des corps abrasifs	339

ELEKTROTECHNIK, ELEKTRONIK UND WASSERTECHNIK

36.	3. A. Mikolajczyk: Untersuchung des elektromagnetischen Feldes in den mit einem Teilchen der Systemwechselwirkung	345
37.	7. A. Probst, M. Grottel: Methode zur Bestimmung nicht-symmetrischer Schichten in einem dünnen Dielektrikum	355
38.	8. C. Zsolt: Die Betriebsbedingungen des zweiphasigen reaktiven Oszillators	365
39.	9. E. Dörmann: Bestimmung des Elastizitätsmoduls durch stromerzeugende Längsschwingungen, die auf elektromechanischen Waagen erzeugt werden	375
40.	10. G. Marquardt: Die Bestimmung der Konzentrationen für die Verteilung der Moleküle zur Verteilung der Anzahl der Asymmetrien	385
41.	11. E. Meier: Die statischen Kennzahlen eines einphasigen Thyristorgleichrichters	395
42.	12. G. Grottel: Die Wahrscheinlichkeitsmethoden für die Festlegung der	405

INHALTSVERZEICHNIS

MATHEMATIK

	<u>Seite</u>
1. <i>M. Vidraşcu</i> : Beiträge zur Veränderung von Nomogrammen mit tangentialem Kontakt und Anwendung in der mathematischen Statistik — —	1
2. <i>Gh. D. Ionescu</i> : Über Nomogramme mit Transparent-Winkelmaß —	6
3. <i>E. Marinescu, C. Marinescu</i> : Die Bestimmung der Hauptlösung der LA-MÉE-Gleichungen — — — — —	13
4. <i>E. Popescu</i> : Eine Bildung der Menge der rationalen Zahlen, ausgehend vom topologischen Produkt $N \times N \times (N \setminus \{0\})$ — — — — —	17
5. <i>G. Orman</i> : Eine Bedingung für die Existenz der homologen Mengen — —	24

ELEKTROTECHNIK, ELEKTRONIK UND WASSERTECHNIK

6. <i>A. Nicolaide</i> : Untersuchung des elektromagnetischen Feldes in den massiven Teilen der Synchronmaschinen — — — — —	28
7. <i>L. Preda, M. Creţu</i> : Methode zur Bestimmung aller Schemen die eine aktive, reaktive und unsymmetrische Kraftmessung in einem reinen Dreiphasensystem, ohne künstliches Neutrum bei Stromgleichgewichtsstörung, erlauben — — — — —	43
8. <i>C. Saal</i> : Die betriebsgleichungen des zweiphasigen reaktiven Oszillomotors mit linearer Bewegung — — — — —	49
9. <i>E. Dimboiu</i> : Bestimmung des Elastizitätsmoduls durch erzwungene Längsschwingungen, die auf elektroakustischem Wege erzeugt werden — — —	63
10. <i>G. Marga, D. Stoia</i> : Die Benützung der Kondensatoren für die Verbesserung der Möglichkeiten zur Veränderung der Drehzahl des Asynchronmotors — — — — —	73
11. <i>E. Micu</i> : Die statischen Kennlinien eines einphasigen Thyristorgleichrichters im Wechselrichterbetrieb — — — — —	84
12. <i>Gh. Cruţiu</i> : Die Wahrscheinlichkeitsmethoden für die Feststellung der Sicherheit im Funktionieren der binären Summatoren — — — — —	91

MECHANIK, FESTIGKEITSLEHRE, GETRIEBESLEHRE, UND MASCHINENTEILE

13. C. C. Teodorescu : Durchlaufende Schiene, Temperaturschwankungen ausgesetzt, im elasto-plastischer Betriebsart mit Erhärtung — — — — —	99
14. I. Hajdu : Ausschnitte aus der Arbeit über Warmversuche der Stähle, beim Lehrstuhl für Festigkeitslehre der T. H. Timișoara — — — — —	109
15. E. Silianu : Planetengetriebe mit veränderlichen Übersetzungsverhältnis	121
16. E. Marga, Gh. Marga, S. Popescu : Beiträge zur Berechnung der Bandförderer mit langem Gummiband — — — — —	133
17. C. Rădulescu : Kinematische Analyse der Winkelabweichungen bei zwei sphärischen Viereckmechanismen — — — — —	145

WÄRMETECHNIK, KRAFTWAGEN UND TRAKTORENBAU

18. V. Hoffmann, N. Veștemeanu, M. Epureanu, A. Ionescu : Der Einfluss des nichtstationären Charakters der Gasströmung auf die Ungleichmässigkeit des Ladungswechsels bei Kolbenmotoren — — — — —	161
19. A. Todicescu : Beiträge zur analytischen Bestimmung der negativen Nachfüllung von Verbrennungsmotoren — — — — —	167
20. V. Șova : Die Anwendung der thermodynamischen Methode, irreversibler Prozesse beim Studium des Wärme- und Stoffaustausches bei der Verdunstung von ebenen Flächen — — — — —	179
21. Gh. Bobescu : Untersuchung der Anwendungsmöglichkeiten der Erwärmung der Ansaugleitung durch Flüssigkeit aus dem Kühlungssystem beim Motor SR-211 — — — — —	191
22. V. Olariu : Über die elastische Kennlinie der halbellyptischen progressiven Federaufhängung, die durch Bolzen und Schlittern mit dem Rahmen verbunden sind — — — — —	199
23. V. Cîmpeanu : Analytische Bestimmung der Starteigenschaften der Kraftfahrzeuge — — — — —	209
24. Gh. Deliu : Über die Dynamik der aufgehängten Masse der Kraftfahrzeuge	227

TECHNOLOGIE DES MASCHINENBAUES

25. I. Stănescu, I. Turac, V. Vasii, V. Suteu : Der Einfluss der Alterung von Blechen auf ihre Tiefziehfähigkeit — — — — —	239
26. I. Drăgan, G. Vermeșan, E. Dragoș : Forschungen über die Wärmeverformung von Temperguss — — — — —	251
27. V. Vulcu, E. Iakab, A. Constantinescu : Einige Fragen die Verdichtung des Formsandes betreffend — — — — —	261
28. P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Fiterău, R. Cosma : Forschungen über den Einfluss der Karbonitrierung auf die Dauerfestigkeit des Stahles 15 CO8	268

29. L. Sauer, Gh. Drăghici, I. Popescu, D. Hollanda, I. Tureac, Gh. Boangiu, N. Ivan, C. Bogdan : Bestimmung der Arbeitsbedingungen und Schneidegeometrie bei der Bearbeitung der in Rumänien erzeugten Aluminiumlegierungen — — — — —	281
30. C. Wanyorek : Granulometrische und physikalische Kennzeichnung der Formsande und anderer ähnlicher Werkstoffe durch geometrische Kennziffern — — — — —	293
31. Gh. Drăghici, I. Popescu, D. Hollanda, S. Chiriacescu : Untersuchungen zur Verbesserung der Oberflächengüte der Motorzylinderbüchsen — — — — —	301
32. I. Erlicz, N. Seitz, St. Colan : Die selektive Überkontrolle in der Kraftfahrzeug- und Traktorenindustrie — — — — —	309
33. A. Vajda, I. Piukovici, M. Gurgui : Der Einfluss der Schwingungen auf die Arbeitsgenauigkeit bei Flächenschleifmaschinen — — — — —	319
34. M. Ivan, G. Rusan : Das elektrische Abtragverfahren der Metalle — — — — —	329
35. Gh. Secară : Beitrag zur Bestimmung der Längen von Bindungsbüchern die die Körner zusammenhalten — — — — —	339

СОДЕРЖАНИЕ

МАТЕМАТИКА

<i>М. Видрашкү</i> : Вклад в преобразование номограмм с касательной и применения в математической статистике — — — — —	1
<i>Т. И. Попеску</i> : По отношению некоторых номограмм с прозрачным угольником.	6
<i>Е. Маринеску и К. Маринеску</i> : Определение кореного решения для уравнении Ламее — — — — —	13
<i>Е. Попеску</i> : Конструкция для множества рациональных чисел от топологического произведения $N \times N \times (N \setminus \{0\})$ — — — — —	17
<i>Т. Орман</i> : Условие существования гомологичных множеств — — — — —	24

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА И ЭЛЕКТРОНИКА

<i>А. Николаиде</i> : Изучение электромагнитного поля в массивных детали синхронных машин — — — — —	28
<i>Л. Преда и М. Крецу</i> : Метод для определения всех схем позволяющих измерение мощностей, активной, реактивной и несимметричной в трёхфазной чистой семи. без искусственной нуля вне равновесия токов — — — — —	43
<i>К. Саал</i> : Уравнения работы реактивного двухфазного электрического двигателя прямолинейного возвратно — поступательного движения — — — — —	49
<i>Е. Дымбою</i> : Определения модуля упругости продольными вынужденными колебаниями электроакустической природы — — — — —	63
<i>Т. Марга и Д. Стоя</i> : Применение конденсаторов для улушения условий изменения оборота — — — — —	73
<i>Е. Мику</i> : Статические характеристики однофазного тиристорного выпрямителя в инвертерном режиме — — — — —	84
<i>Г. Круцу</i> : Метод вероятностей для определения правильности работы бинарных сумматоров — — — — —	91

МЕХАНИКА, ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ. ДЕТАЛИ МАШИН

<i>К. К. Теодореску</i> : О термических напряжениях в безызовом пути в упруго — пластическом состоянии с упрочнением — — — — —	99
<i>И. Хайду</i> : Общие виды теплового испытания стали на кафедре сопротивления материалов Тимитоарского политехнического института — — — — —	109
<i>Е. Силиану</i> : Планетарные механизмы с переменным передаточным отношением. — — — — —	121
<i>Е. Марга, Г. Марга и С. Попеску</i> : К расчету резиновых ленточных конвейеров с большой доиной — — — — —	133

К. Рэдулеску: Кинематический анализ угловых отклонений двух сферических четырёхзвенных механизмов — — — — —	145
---	-----

ТЕПЛОТЕХНИКА, КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

В. Хоффманн, Н. Вештеману, М. Епуреану и А. Попеску: Влияние непостоянного характера течения газов над неоднородным обменом нагрузки поршневых двигателей — — — — —	161
А. Тодическу: Вклад при аналитическом определении отрицательного полуполнения двигателей внутреннего сгорания — — — — —	167
В. Шова: Применение методов теплодинамики обратимых процессов в изучении обмена тепла и вещества в условиях испарения на плоских поверхностях — — — — —	179
Г. Бобеску: Исследование возможностей применения к двигателю С.Р. — 211 нагрева всасывающего трубопровода с жиклостю из системы охлаждения	191
В. Оларю: Относительно эластичной характеристики подвески с полупризматическими прогрессивными рессорами связанными с рамой болтами и салазками	199
В. Кымпану: Аналитическое определение качеств разбега автомашин — —	209
Г. Делиу: О динамике поддрессированной массы автомобиля — — — — —	227

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

И. Стэнеску, И. Туреак, С. Васиу, В. Шутеу: Влияние старения листа на своей способности вытеажки — — — — —	239
И. Дрэган, Г. Вермешан, Е. Драгош: Исследования о деформировании при высоких температур ковочных чугунов — — — — —	251
В. Вулку, Е. Якаб, А. КонстантINESКУ: Некоторые проблемы надувки формовочной смеси — — — — —	261
П. Тудоран, И. Дзякомели, В. Фитерэу, Р. Косма: Исследование влияния интродукции на предел выносливости стали 15 CO8 — — — — —	268
Л. Сауер, Г. Дрэгия, И. Попеску, Д. Холланда, И. Туреак, Г. Боянжичу, И. Иван, К. Богдан: Определение режимов резания и оптимальная геометрия инструментов румынского алюминиевого сплава — — — — —	281
К. Ванёрек: Гранулометрическое и физическое характеризование с помощью геометрических показателей формовочных смесей и других смесей им наробных — — — — —	293
Г. Дрэгия, И. Попеску, Д. Холланда, С. Кириаческу: Исследования над улучшения качества поверхности при обработки цилиндров двигателей внутреннего сгорания — — — — —	301
И. Ерлиц, С. Колан, И. Зайц: Избирательный сверхконтроль в автотракторной промышленности — — — — —	309
А. Вайда, М. Гурей, И. Пиукович: Изучение влияния колебаний на точности работы плоскошлифовальных станков — — — — —	319
М. Иван, Г. Русан: Электрохимическая обработка металлов — — — — —	329
Гх. Секарз: Вклад на определение длины связующих мостиков между зернами абразивных телов. — — — — —	339

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XI — 1969

Matematici

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XI — 1969

Mathematics

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XI — 1969

Mathematiques

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XI — 1969

Mathematik

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XI — 1969

Математика

CONTRIBUȚII LA TRANSFORMAREA NOMOGRAMELOR CU TANGENȚĂ ȘI APLICAȚII ÎN STATISTICA MATEMATICĂ

VIDRAȘCU MARIA

§ 1. *Considerațiuni generale și contribuții asupra nomogramelor cu contact de tangență.*

1. Fie ecuația $F(u, v, w) = 0$, (1.1)

unde v este necunoscută și, $u_1 \leq u \leq u_2$; $v_1 \leq v \leq v_2$; $w_1 \leq w \leq w_2$ (1.2)

Dacă într-o nomogramă cu transparent, pe planul de bază construim trei familii de curbe pentru variabilele u , v și w iar pe planul transparentului o dreaptă unică D_0 cu contact, ale cărei contacte cu curbele sînt contacte de tangență (fig. 1), formula structurală fiind :

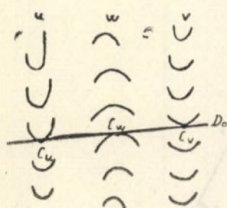


Fig. 1. Nomogramă cu tangență a formei structurale

$C_u \rightarrow D_0$; $C_w \rightarrow D_0$;
 $D_0 \rightarrow C_v$

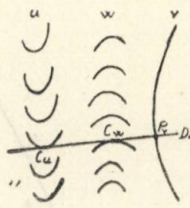


Fig. 2. Nomogramă cu tangență a formei structurale

$C_u \rightarrow D_0$; $C_w \rightarrow D_0$;
 $D_0 \rightarrow \Gamma_v$

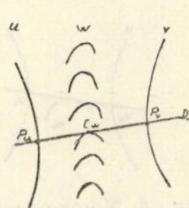


Fig. 3. Nomogramă cu tangență a formei structurale

$P_u \rightarrow D_0$; $C_w \rightarrow D_0$;
 $D_0 \rightarrow P_v$

$C_u \rightarrow D_0$, $C_w \rightarrow D_0$, $D_0 \rightarrow C_v$, se obține o nomogramă cu contact de tangență.

Dacă una sau două familii de curbe se transformă în scări simple vom obține cazuri particulare ale nomogramei cu contact de tangență (figura 2 și figura 3).

formulele lor structurale fiind :

$$C_v \rightarrow D_0; C_w \rightarrow D_0; \Gamma_0 \rightarrow P_v \text{ și } P_u \rightarrow D_0; C_w \rightarrow D_0; D_0 \rightarrow P_v.$$

Ne vom ocupa de cazul ultim, cînd pentru variabilele u și v putem construi două scări simple curbe sau drepte și o familie de curbe pentru variabila w , variabila v fiind necunoscută.

Presupunem că scările variabilelor u și v au ecuațiile :

$$\begin{aligned} x_1 &= x_1(u), & x_2 &= x_2(v), \\ y_1 &= y_1(u); & y_2 &= y_2(v). \end{aligned} \quad (1.3)$$

Să dăm variabilei w valoarea particulară w_0 și să căutăm înfășurătoarea familiei de rezolvente drepte care unesc acele puncte ale căror valori satisfac ecuația (1.1) pentru $w = w_0$. În acest sens, dacă :

$$x = \frac{x_1 + \lambda x_2}{1 + \lambda}; \quad y = \frac{y_1 + \lambda y_2}{1 + \lambda} \quad (1.4)$$

sînt ecuațiile rezolventelor, considerînd pe v ca funcție de u , determinat de (1.1) pentru $w = w_0$, se obține :

$$\lambda_r = - \frac{(x_2 - x_1) dy_1 - (y_2 - y_1) \cdot dx_1}{(x_2 - x_1) dy_2 - (y_2 - y_1) \cdot dx_2} \quad (1.5)$$

care împreună cu (1.4) sînt ecuațiile parametrice ale curbei $w = w_0$ (fig. 4).

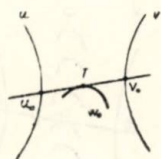


Fig. 4. Nomogramă în care o curbă se înlocuiește cu un punct.

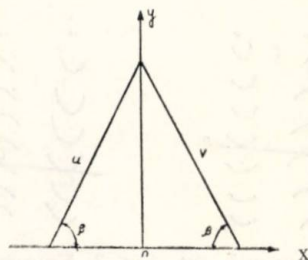


Fig. 5

În cazul cînd suportii scărilor sînt simetrici față de axa O_y și dacă notăm cu β unghiul pe care-l fac în axa O_x (fig. 5), atunci (1.4) devine :

$$\lambda_r = - \frac{(1 - dy_2) \cdot dy_1}{(1 - dy_1) \cdot dy_2} \quad (1.6)$$

unde $\alpha = \operatorname{ctg} \beta$. Apoi, dacă suportii scărilor variabilelor u și v sînt paraleli, atunci (1.5) devine :

$$\lambda_T = -\frac{dy_1}{dy_2} \quad (1.7)$$

§ 2. *Nomograme cu scări rectilinii pentru care curbele w sînt înlocuite prin puncte.* Pentru început se ia aspectul scărilor u și v arbitrar, se admite că valoarea w_0 a variabilei w se prezintă pe nomogramă printr-un punct notat cu Q_0 de coordonate x_{Q_0} , y_{Q_0} . Din condiția de colinearitate se obține :

$$y_1(u) = \frac{\bar{y}_2(\alpha \cdot y_{Q_0} + x_{Q_0} + 1) - 2 \cdot y_{Q_0}}{(2y_1 - y_{Q_0}) + x_{Q_0} - 1} \quad (2.1)$$

care pentru cazul suportilor paraleli, devine :

$$y_1(u) = \frac{\bar{y}_2(x_{Q_0} + 1) - 2y_{Q_0}}{x_{Q_0} - 1} \quad (2.2)$$

unde $\bar{y}_2 = y_2(\bar{v})$ și $\bar{v} = v(u)$ se determină din (1.1) pentru $w = w_0$.

Apoi problema constă în construirea nomogramei cu puncte aliniate pentru ecuația (1.1), eroarea calculului determinîndu-se prin

$$\frac{\Delta v}{\varphi(v)} = \delta(v) \quad (2.3)$$

unde Δv este eroarea absolută a răspunsului găsit pe nomogramă și în acest caz :

$$y_2(v) = k \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{\varphi(v)} \quad (2.4)$$

Se obține nomograma din figura 6 (fig. 6).

§ 3. *Condițiile necesare de nomografiere.* Din condiția ca alegerea punctelor Q să se facă în așa fel ca eroarea înlocuirii fiecărei curbe să fie minimă în domeniul (1.2), și din condiția ca să nu existe puncte de întoarcere la curbele w se obține condiția necesară de monotonie ale parametrului λ_T și anume :

$$\frac{\partial^2}{\partial u \partial w} \ln \left| \frac{V'_u}{\varphi(v)} \right| \geq 0 \text{ sau } \leq 0 \quad (3.1)$$

§ 4. *Poziția cea mai bună a punctului Q.* Poziția cea mai bună a punctului Q va fi aceea pentru care modulele erorilor a trei puncte corespunzătoare lui u_1, u_2, u_Q vor avea valoarea cea mai mică pentru

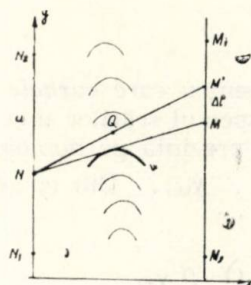


Fig. 6. Aproximarea care apare dacă o curbă W_0 este înlocuită cu un punct Q.

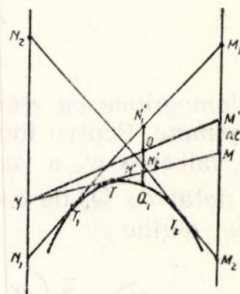


Fig. 7. Aproximarea minimă pentru valorile limită u_1 și u_2

un w dat. Se arată că aceasta va fi atunci cînd punctul Q se va afla pe o dreaptă paralelă cu suportul scării v și care trece prin punctul P de intersecție al tangentelor $N_1 T_1$ și $N_2 T_2$ și așa fel ca $PQ = QQ_1$. (fig. 7 și fig. 8).

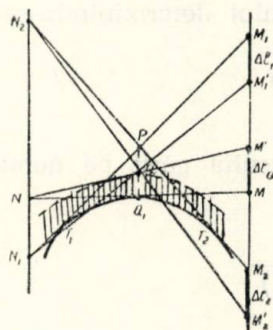


Fig. 8. Poziția cea mai bună a punctului Q care înlocuiește curba W_0

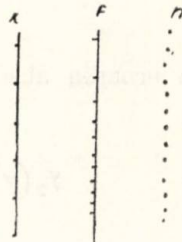


Fig. 9. Prima formă a nomogramei legii de probabilitate χ^2 (hipă-trat)

Urmează apoi deducerea ecuației scării variabilei w , calculul erorii aproximării și alegerea valorii w_0 . Valoarea w_0 va trebui astfel aleasă așa ca $\text{Sup} [\Delta]$ să aibă în domeniul (1.2) valoarea cea mai mică (vezi figura 7).

Exemple de relații pentru care sînt îndeplinite condiția (3.1) și care, deci, pot fi nomografiate prin procedeul arătat, sînt :

$$F(x, n) = \frac{1}{2^{n/2} \Gamma(\frac{n}{2})} \int_x^\infty x^{\frac{n}{2}-1} \cdot e^{-\frac{x}{2}} \cdot dx, \text{ unde } x = x^2 \quad (4.1)$$

folosită în statistică la distribuția hipătrat „ x^2 ”, și

$$F(t, k) = \frac{\Gamma(\frac{k+1}{2})}{\Gamma(\frac{k}{2}) \cdot \sqrt{k \cdot n}} \int_{-\infty}^t \left(1 + \frac{t^2}{k}\right)^{-\frac{k+1}{2}} dt, \quad (4.2)$$

cunoscută în statistică sub denumirea de distribuția „Student”.

Ca aplicație, s-au făcut calculele pentru (4.1) și în prima formă nomograma se prezintă ca în figura 9 (fig. 9).

Bibliografie

1. LASCU BAL și FR. RADÔ : *Lecții de nomografie*. Ed. Tehnică, București, 1956.
2. LUCKEY : „*Nomografie*”. Leipzig, 1953.
3. M. V. PENTKOVSKI : „*Nomografia*”. (Trad. din limba rusă). Ed. Tehnică, București, 1952.

Abstract

The paper presents the theory concerning to the transformation of tangent contact nomograms in which two variables have curved or straight line steps and the third variable is represented by a number of curves in nomograms in which two variables have parallel steps and the family of curves is replaced by several points.

Further it is shown that such nomograms may be built for the x^2 and „Student” distributions.

ASUPRA UNOR NOMOGRAME CU TRANSPARENT ECHER

GH. D. IONESCU *

Nomogramele cu transport echer [1], construite în așa fel încît una dintre variabile să fie reprezentată în ambele plane ale nomogramei, au fost folosite în [3] pentru reprezentarea unor clase de ecuații cu trei variabile, de ordinul cinci nomografic, despre care se știe că în general nu sînt anamorfozabile.

Extindem în lucrarea de față acest gen de nomograme pentru cîteva clase de ecuații cu patru variabile. Fie pentru început clasa de ecuații

$$g_1^2 - (g_{3,4} - g_2)^2 - f_{3,4}^2 + 2f_2 f_{3,4} = 0, \quad (1)$$

în care funcțiile $g_1(\alpha_1)$, $g_2(\alpha_2)$, $f_2(\alpha_2)$, $f_{3,4}(\alpha_3, \alpha_4)$, $g_{3,4}(\alpha_3, \alpha_4)$ sînt definite, uniforme și cu derivate, respectiv derivate parțiale, de ordinul întii continue pentru $\alpha_1 \in [a_1, b_1]$; $\alpha_2 \in [a_2, b_2]$; $\alpha_3 \in [a_3, b_3]$; $\alpha_4 \in [a_4, b_4]$. Observăm că această ecuație se poate pune sub forma

$$g_1^2 + f_2^2 = (g_{3,4} - g_2)^2 + (f_{3,4} - f_2)^2, \quad (2)$$

care, prin amplificare cu $(g_{3,4} - g_2)^2 + (f_{3,4} - f_2)^2$ (evident diferit de zero) și prin adunarea și scăderea termenului $2g_1 f_2 (g_2 - g_{3,4})(f_{3,4} - f_2)$, devine de forma

$$\left| \begin{array}{ccc} -f_2 & f_{3,4} - f_2 \\ g_1 & g_{3,4} - g_2 \end{array} \right|^2 + \left| \begin{array}{ccc} g_2 - g_{3,4} - f_2 \\ f_{3,4} - f_2 & g_1 \end{array} \right|^2 = \left| \begin{array}{ccc} g_2 - g_{3,4} & f_{3,4} - f_2 \\ f_{3,4} - f_2 & g_{3,4} - g_2 \end{array} \right|^2. \quad (3)$$

Ori, acesta este rezultatul realizării contactelor

$$\alpha_2 \equiv \alpha_2; \quad \alpha_1 \equiv (\alpha_3, \alpha_4), \text{ sau } \alpha_2 \equiv (\alpha_3, \alpha_4); \quad \alpha_1 \equiv \alpha_2. \quad (4)$$

* Institutul politehnic Cluj.

între cele 2 plane ale nomogramei din figura 1, în care variabilele α_1 și α_2 sînt reprezentate pe axele de coordonate ale planului mobil (π), deci în general prin 2 scări rectilinii și perpendiculare, iar variabilele α_3, α_4 printr-un cîmp binar în planul fix (π'); variabila α_2 se repetă și în planul fix (π'), fiind reprezentată aici printr-o scară cu suport oarecare. Suportul acestei scări depinde de relația ce se poate stabili între funcțiile $f_2(\alpha_2)$ și $g_2(\alpha_2)$.

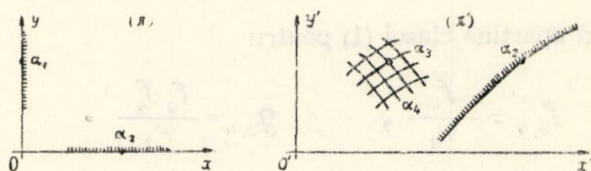


Fig. 1. Nomograma ecuației

$$g_1^2(f_4 - 1)^2 - f_1^2(f_3 - g_2)^2 + g_1^2(1 + 2f_4) - 2f_3f_4(g_2 - f_2) - f_3(f_3 + 2f_2) = 0$$

Ne referim în continuare la cîteva ecuații ce aparțin acestei clase

1. Ecuația

$$g_1^2(f_4 - 1)^2 - f_1^2(f_3 - g_2)^2 + g_1^2(1 + 2f_4) - 2f_3f_4(g_2 - f_2) - f_3(f_3 + 2f_2) = 0, \quad (5)$$

în care $f_3 \neq 0, f_4 \neq 1$ prin transformări convenabile poate fi pusă sub formă

$$g_1^2 \left(\frac{f_3 f_4}{f_4 - 1} - g_2 \right)^2 - \left(\frac{f_3^2}{(f_4 - 1)^2} + 2f_2 \frac{f_3}{f_4 - 1} \right) = 0 \quad (6)$$

și ca atare aparține clasei (1) pentru

$$f_{3,4} = \frac{f_3}{f_4 - 1}; \quad g_{3,4} = \frac{f_3 f_4}{f_4 - 1}. \quad (7)$$

Nomograma corespunzătoare acestei ecuații este aceeași din figura 1, în care cîmpul binar (α_3, α_4) este format de data aceasta dintr-un fascicul de drepte cu centrul în origine (α_4), precum și dintr-o familie de drepte paralele (α_3), de coeficient unghiular egal cu unitatea (fig. 2).

2. Ecuația

$$\varphi_3^2 (g_1^2 - g_2^2 - f_4^2) - f_3^2 f_4^2 + \varphi_3 (f_3 g_2 + f_2) = 0 \quad (8)$$

în care $\varphi_3 = \pm \sqrt{1+f_3^2}$, se poate pune sub forma

$$g_1^2 - \left(\frac{f_3 f_4}{\varphi_3} - g_2 \right)^2 - \frac{f_4^2}{\varphi_3^2} + 2 \frac{f_2 f_4}{\varphi_3} = 0 \quad (9)$$

care ne spune că aparține clasei (1) pentru

$$f_{3,4} = \frac{f_4}{\varphi_3} ; \quad g_{3,4} = \frac{f_3 f_4}{\varphi_3} \quad (10)$$

Nomograma corespunzătoare acestei ecuații este cea din figura 1, pentru cazul cînd cîmpul binar corespunzător din planul fix este format pentru α_3 dintr-un fascicul de drepte ce trec prin origine, de coeficienți unghiulari egali cu valorile numerice ale funcției, f_3 , iar pentru α_4 dintr-o familie de cercuri concentrice, de raze egale cu valorile numerice ale funcției f_4 , pentru $\alpha_4 \in [a_4, b_4]$ (fig. 3).

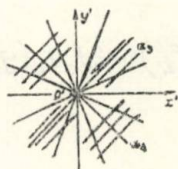


Fig. 2. Nomograma transformată a nomogramei din figura 1 (faza I)

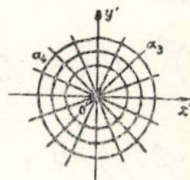


Fig. 3. Nomogramă transformată a nomogramei din figura 1 (faza II)

3. În fine, pentru ecuația

$$g_1^2 - (g_4 - g_2)^2 - f_3^2 + 2 f_2 f_3 = 0 \quad (11)$$

corespunde aceeași nomogramă, în care însă de data aceasta cîmpul binar (α_3, α_4) este format din rețele de drepte paralele cu axele de coordonate.

Faptul că în planul mobil al nomogramei din figura 1 există doar două scări cu suporturi rectilinii și perpendiculare ne permite să înlocuim în practică acest plan cu un simplu echer, confecționat din material chiar netransparent, pe muchiile căruia să fie trasate scările corespunzătoare variabilelor din acest plan. Forma (2) a ecuației (1) ne indică și posibilitatea trasării tuturor elementelor nomogramei într-un

singur plan, iar pentru marcarea variabilelor date, precum și pentru citirea răspunsului, folosirea unui compas (fig. 4).

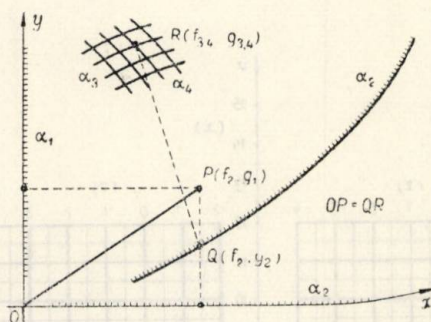


Fig. 4. Nomograma finală a transformărilor date nomogramei din figura 1

Exemplu. Ecuația

$$(x - t + y - 5)(x + t - y - 1) - (z + 3)(z - 2y + 1) = 0 \quad (12)$$

poate fi pusă sub forma

$$(x - 3)^2 - (t - 2 - y + 4)^2 - (z + 3)^2 + 2(y + 1)(z + 3) = 0 \quad (13)$$

și ca atare este de tipul (11) pentru

$$g_1 = x - 3; \quad g_2 = y - 4; \quad g_4 = t - 2; \quad f_2 = y + 1; \quad f_3 = z + 3$$

Nomogramele corespunzătoare acestei ecuații (figura 5), funcționează astfel. Fiind date de exemplu valorile numerice $x = 2$; $y = 3$; $z = 2$, determinăm valorile corespunzătoare lui t în felul următor. Cu ajutorul scărilor variabilelor x și y , trasate pe axele de coordonate o u v , determinăm punctul P , care de data aceasta se află și pe scara de suport D a variabilei y ; coincide ca atare cu punctul Q din nomograma generală (fig. 4). Apoi cu piciorul compasului în P și cu o deschidere egală cu PO determinăm punctele R_1 și R_2 pe dreapta de cotă $z = 2$; cotele dreptelor din familia (t) , ce trec prin aceste puncte, respectiv $t_1 = 5$; $t_2 = -3$, reprezintă soluția problemei.

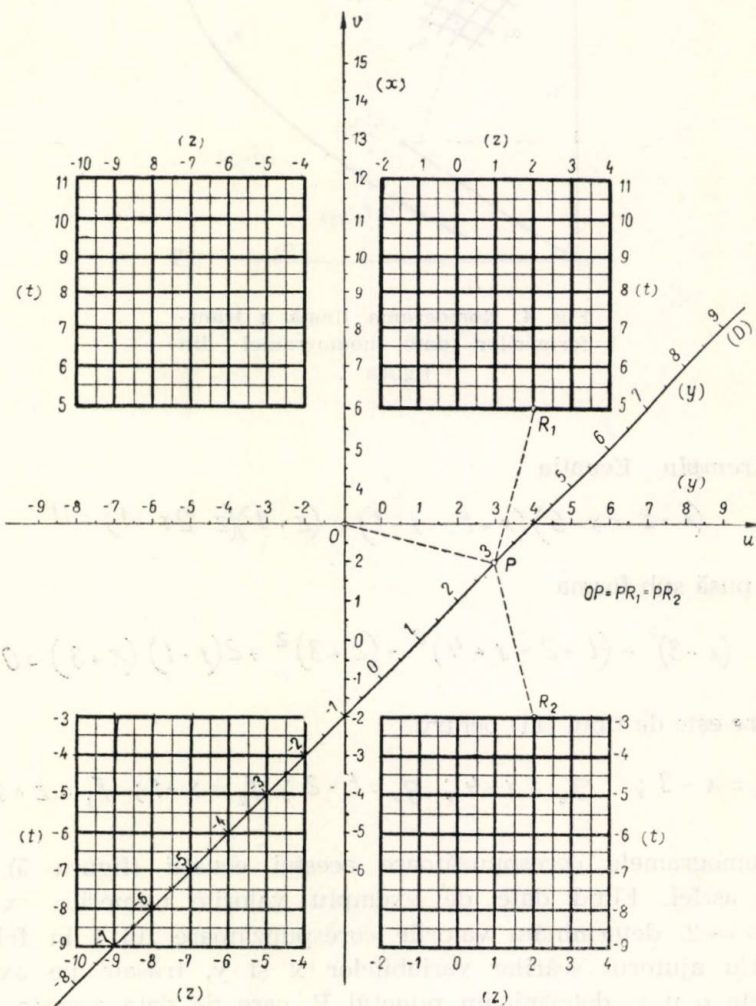


Fig. 5. Nomogramă pentru aplicația practică (12) dată în lucrare

A b s t r a c t

About some nomogram with transparent square.

In this work on extended the method of transparent square for nomogram with superposed planes, used by АЯ ГЛУХЖХ and by the author for equations with three variables of 5-th nomographyque order, to some classes of equations with four variables.

Here are indicated, for these classes, the possibilities of replacement of the square with a compasses. The work ended with on instance.

Bibliografie

1. ГЛУХИХ. А. И.: *Об одном классе уравнений пятого номографического порядка.* Номографический сборник, № 4, вычислительный центр ан СССР. Москва, 1967, p. 84—94
 2. IONESCU GH. D.: *Some classes of solvable equations with four unknowns by nomograms with transparent which have only one liberty degree for the mobile plan.* Mathematica, vol. 7 (30), 2, 1965, pp. 247—256.
 3. IONESCU GH. D.: *Asupra unor ecuații de ordinul cinci nomografic, reprezentabile prin nomograme cu variabilă repetată.* (Sub tipar în Buletinul științific al Institutului politehnic Cluj).
-

Abstract

About some properties of the method of moments for estimation of parameters of a distribution. It is shown that the method of moments for estimation of parameters of a distribution is more efficient than the method of maximum likelihood estimation. The method of moments is also more efficient than the method of least squares estimation. The method of moments is also more efficient than the method of least squares estimation. The method of moments is also more efficient than the method of least squares estimation.

Bibliography

1. J. V. LINDSAY, *Ann. Math. Statist.*, **28**, 1957, 101-110.
2. J. V. LINDSAY, *Ann. Math. Statist.*, **28**, 1957, 111-120.
3. J. V. LINDSAY, *Ann. Math. Statist.*, **28**, 1957, 121-130.
4. J. V. LINDSAY, *Ann. Math. Statist.*, **28**, 1957, 131-140.
5. J. V. LINDSAY, *Ann. Math. Statist.*, **28**, 1957, 141-150.

DETERMINAREA SOLUȚIEI FUNDAMENTALE PENTRU ECUAȚIILE LUI LAMÉE

MARINESCU ELVIRA, MARINESCU CONSTANTIN

Rezolvarea ecuațiilor lui Lamée poate fi legată de determinarea prealabilă a soluției fundamentale corespunzătoare acestor ecuații :

$$\mu \Delta v + (\lambda + \mu) \operatorname{grad} \operatorname{div} v + F = \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (1)$$

În ipoteza că F depinde de timp prin relația

$$F(x, t) = \Phi_1(x) \cos \omega t + \Phi_2(x) \sin \omega t$$

unde x este un punct de coordonate x_1, x_2, x_3 , căutăm soluția sub o formă analogă :

$$v(x, t) = v_1(x) \cos \omega t + v_2(x) \sin \omega t$$

Introducînd o reprezentare complexă

$$\Phi(x) = \Phi_1 + i\Phi_2 ; \quad u = v_1 + iv_2$$

și constatînd că : $F(x, t) = \operatorname{Re} \{ \Phi(x) e^{-i\omega t} \} ; \quad v(x, t) = \operatorname{Re} \{ u(x) e^{-i\omega t} \}$

ecuația (1) devine după operații elementare :

$$\mu \Delta u + (\lambda + \mu) \operatorname{grad} \operatorname{div} u + \omega^2 u + \Phi(x) = 0 \quad (2)$$

Cu notații obișnuite în teoria operatorilor [1] fie matricea asociată acestui sistem.

$$P(\xi) = \begin{vmatrix} \mu Q + (\lambda + \mu) \xi_1^2 + \omega^2 & (\lambda + \mu) \xi_1 \xi_2 & (\lambda + \mu) \xi_1 \xi_3 \\ (\lambda + \mu) \xi_2 \xi_1 & \mu Q + \omega^2 + (\lambda + \mu) \xi_2^2 & (\lambda + \mu) \xi_2 \xi_3 \\ (\lambda + \mu) \xi_3 \xi_1 & (\lambda + \mu) \xi_3 \xi_2 & \mu Q + \omega^2 + (\lambda + \mu) \xi_3^2 \end{vmatrix} \quad (3)$$

unde $\xi_i = \frac{\partial}{\partial x_i}$ $i = 1, 2, 3$ $Q = \xi_1^2 + \xi_2^2 + \xi_3^2$

și determinantul corespunzător acestuia :

$$\det P(\xi) = (\mu Q + \omega^2)^2 \cdot [(\lambda + 2\mu) Q + \omega^2] \quad (4)$$

Așa cum se afirmă în teorema 3.8.1 din [1] determinarea soluției fundamentale relativ la sistemul (2) impune găsirea prealabilă a soluției fundamentale corespunzătoare polinomului $\det P(\xi)$.

Avem deci de găsit soluția ecuației

$$(\mu \Delta + \omega^2)^2 [(\lambda + 2\mu) \Delta + \omega^2] P = \delta \quad (5)$$

în care δ este distribuția lui Dirac.

Odată găsită această funcție, soluția fundamentală pentru sistemul nostru se scrie :

$$E = {}^{co}P(D)[PI]$$

unde ${}^{co}P(\xi)$ este matricea ale cărei elemente sînt complementii algebrici din (3) iar I este matricea unitate.

Fie deci mai întîi :

$${}^{co}P(\xi) = \begin{vmatrix} (\mu Q + \omega^2)[(\lambda + 2\mu)Q + \omega^2] - \xi_1^2(\lambda + \mu)(\mu Q + \omega^2) & (\lambda + \mu)\xi_1\xi_2(\mu Q + \omega^2) & (\lambda + \mu)\xi_1\xi_3(\mu Q + \omega^2) \\ (\lambda + \mu)\xi_2\xi_1(\mu Q + \omega^2) & (\mu Q + \omega^2)[(\lambda + 2\mu)Q + \omega^2] - \xi_2^2(\lambda + \mu)(\mu Q + \omega^2) & (\lambda + \mu)\xi_2\xi_3(\mu Q + \omega^2) \\ (\lambda + \mu)\xi_3\xi_1(\mu Q + \omega^2) & (\lambda + \mu)\xi_3\xi_2(\mu Q + \omega^2) & (\mu Q + \omega^2)[(\lambda + 2\mu)Q + \omega^2] - \xi_3^2(\lambda + \mu)(\mu Q + \omega^2) \end{vmatrix} \quad (6)$$

cu care fără nici o dificultate avem :

$$E = \left\| \begin{array}{l} (\mu\Delta + \omega^2)[(\lambda + 2\mu)\Delta + \omega^2]P - (\lambda + \mu)\frac{\partial^2}{\partial x_1 \partial x_2}(\mu\Delta + \omega^2)P - (\lambda + \mu)\frac{\partial^2}{\partial x_1 \partial x_3}(\mu\Delta + \omega^2)P \\ - \frac{\partial^2}{\partial x_1^2}(\lambda + \mu)(\mu\Delta + \omega^2)P \\ (\lambda + \mu)\frac{\partial^2}{\partial x_2 \partial x_1}(\mu\Delta + \omega^2)P - (\mu\Delta + \omega^2)[(\lambda + 2\mu)\Delta + \omega^2]P - (\lambda + \mu)\frac{\partial^2}{\partial x_2 \partial x_3}(\mu\Delta + \omega^2)P \\ - \frac{\partial^2}{\partial x_2^2}(\lambda + \mu)(\mu\Delta + \omega^2)P \\ (\lambda + \mu)\frac{\partial^2}{\partial x_3 \partial x_1}(\mu\Delta + \omega^2)P - (\lambda + \mu)\frac{\partial^2}{\partial x_3 \partial x_2}(\mu\Delta + \omega^2)P - (\mu\Delta + \omega^2)[(\lambda + 2\mu)\Delta + \omega^2]P \\ - \frac{\partial^2}{\partial x_3^2}(\lambda + \mu)(\mu\Delta + \omega^2)P \end{array} \right\} \quad (7)$$

Deoarece E conține anumiți operatori de P nu se impune determinarea efectivă a lui P din (5).

Cu această remarcă, presupunînd că P depinde numai de r avem :

$$(\mu\Delta + \omega^2)[(\lambda + 2\mu)\Delta + \omega^2]P = \frac{1}{\mu(\lambda + 2\mu)} \cdot \frac{e^{\frac{i\omega r}{\sqrt{\mu}}}}{r}$$

$$(\mu\Delta + \omega^2)P = \frac{1}{\omega^2(\lambda + 2\mu)} \cdot \frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}}}{r}$$

Substituind aceste determinări în (7) avem :

$$E = \left\| \begin{array}{l} \frac{e^{\frac{i\omega r}{\mu}}}{\mu r} - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_1 \partial x_2} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_1 \partial x_3} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) \\ - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_2 \partial x_1} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) - \frac{e^{\frac{i\omega r}{\mu}}}{\mu r} - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_2^2} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_2 \partial x_3} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) \\ - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_3 \partial x_1} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_3 \partial x_2} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) - \frac{e^{\frac{i\omega r}{\mu}}}{\mu r} - \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial^2}{\partial x_3^2} \left(\frac{e^{\frac{i\omega r}{\lambda + 2\mu}}}{r} - e^{\frac{i\omega r}{\mu}} \right) \end{array} \right\} \quad (8)$$

care este soluția căutată.

Efectuînd un produs de convoluție care în cazul nostru se scrie

$$E(y-x) * \Phi(y) = \int E(y-x) \Phi(y) dv_y$$

sîntem conduși la o soluție a ecuațiilor (2) neomogene.

Soluția astfel construită coincide cu cea pe care a obținut-o V. D. Kupradze în [2] mergînd pe cu totul altă cale.

Bibliografie

1. L. HÖRMANDER : *Lineinii diferențialne operatori s ciasnîmi proizvodnîmi*. Izdatelstvo, MIR Moscva, 1965.
2. V. D. KUPRADZE : *Metodî potențiala v teorii uprugosti*. F.M. — Moscva, 1963.

O CONSTRUCȚIE PENTRU MULȚIMEA NUMERELOR RAȚIONALE PORNIND DE LA PRODUSUL CARTEZIAN $N \times N \times (N \setminus \{0\})$

EMIL POPESCU

În [2] se dau trei construcții pentru mulțimea numerelor raționale. Urmărind notațiile și modul de lucru din [2], dăm în această lucrare o a patra construcție a raționalelor. Se presupune cunoscută mulțimea numerelor naturale N , operațiile din ea și celelalte proprietăți ale acestei mulțimi.

Definiția 1. Considerăm produsul cartezian $N \times N \times (N \setminus \{0\})$, adică mulțimea $\{(x; y; z) \mid x, y, z \in N \text{ cu } z \neq 0\}$. Prin definiție spunem că elementele $(a; b; c)$ și $(d; e; f)$ sînt în relația $\sim$ și scriem $(a; b; c) \sim (d; e; f)$, dacă și numai dacă $a \cdot f + c \cdot e = b \cdot f + c \cdot d$.

Propoziția 1. Relația $\sim$ este o relație de echivalență. Reflexivitatea : $(a; b; c) \sim (a; b; c)$ rezultă din faptul că avem $ac + bc = bc + ca$. Simetria : $(a; b; c) \sim (d; e; f) \rightarrow (d; e; f) \sim (a; b; c)$ rezultă din faptul că $af + ce = bf + cd$ implică $bf + cd = af + ce$. În sfîrșit, tranzitivitatea : $(a; b; c) \sim (d; e; f)$ și $(d; e; f) \sim (g; h; i) \rightarrow (a; b; c) \sim (g; h; i)$, rezultă pornind de la egalitățile : $af + ce = bf + cd$ și $di + fh = ei + fg$. Înmulțim prima cu i , pe cea de a doua cu c și sumînd obținem $f \cdot (ai + hc) + (cei + dci) = f \cdot (bi + cg) + (cdi + eic)$, deci $ai + hc = bi + cg$, ceea ce ne spune că avem $(a; b; c) \sim (g; h; i)$. Relația $\sim$ fiind reflexivă, simetrică și tranzitivă determină în produsul cartezian $N \times N \times (N \setminus \{0\})$ o anumită partiție.

Definiția 2. Elementele mulțimii $N \times N \times (N \setminus \{0\}) / \sim$ se numesc numere raționale. Mulțimea numerelor raționale o vom nota cu litera Q iar elementele ei cu litere mari ale alfabetului latin : $A; B; C; \dots$

În acest mod însemnăm cu A următoarea clasă de echivalență $(a; b; c;)$

$\{(x; y; z) \in N \times N \times (N \setminus \{0\}) \mid (x; y; z) \sim (a; b; c)\}$, această clasă de echivalență definind un anumit număr rațional. Elementul $(a; b; c) \in N \times N \times (N \setminus \{0\})$ poartă numele de reprezentant al numărului rațional A .

Definiția 3. Fie $(x; y; z)$ reprezentantului clasei A . Dacă avem $x > y$ numărul rațional A se numește rațional pozitiv. Dacă $x < y$ numărul rațional A se va numi rațional negativ. Dacă $x = y$ clasa A definește numărul rațional zero și va fi notat prin O .

Observația 1. Simbolul „ $<$ ” desemnează relația de ordine din mulțimea numerelor naturale. Deci $x < y$ înseamnă „există numărul natural v astfel încît $x + v = y$ ”; $x > y$ înseamnă „există numărul u astfel încît $x = y + u$ ”. Ca urmare putem lua drept reprezentant al lui A , cînd $x > y$, tripletul $(u; 0; z)$, iar în cazul cînd $x < y$ tripletul $(0; v; z)$.

Reprezentantul raționalului zero este $(0; 0; 1)$. Într-adevăr, $(y + u; y; z) \sim (u; 0; z)$ căci $(y + u)z + zo = zu + yz$; $(x; x + v; z) \sim (0; v; z)$ căci $xz + zv = zo + (x + v)z$ și $(x; x; z) \sim (0; 0; 1)$ pentru că $x1 + zo = zo + z1$.

Propoziția 2. Orice rațional $(x; y; z)$ A este rațional pozitiv, sau rațional negativ sau rațional zero, fiecare situație excluzînd pe celelalte două. Demonstrația propoziției 2 este o consecință imediată a definiției 3 și a faptului că oricare ar fi două numere naturale x și y are loc una și numai una din situațiile: $x > y$; $x < y$; $x = y$.

Definiția 4. Fiind dat raționalul A de reprezentant $(x; y; z)$, raționalul de reprezentant $(y; x; z)$ se numește opusul lui A și se notează prin $-A$.

Definiția 5. (definiția sumei în mulțimea numerelor raționale)

$$\begin{array}{ccccccc} A & + & B & = & S \\ (a; b; c) & (d; e; f) & (af + cd; bf + ce; cf) \end{array}$$

Propoziția 3. Suma definită mai sus nu depinde de reprezentanții aleși ai claselor A și B .

Într-adevăr, dacă $(a; b; c) \sim (m; n; p)$ și $(d; e; f) \sim (r; s; t)$ avem $ap + cn = cm + bp$ și $dt + fs = fr + et$. Înmulțind prima egalitate cu ft , a doua cu cp și sumînd rezultatele membru cu membru obținem: $(af + cd)pt + cf(nt + ps) = cf(mt + pr) + (bf + ce)pt$. Deci $(af + cd; bf + ce; cf) \sim (mt + pr; nt + ps; pt)$, ceea ce demonstrează că definiția 5 are caracter intrinsec.

Propoziția 4. Suma este asociativă: $(A + B) + C = A + (B + C)$

Demonstrație: Fie tripletele $(a; b; c)$; $(d; e; f)$ și $(g; h; i)$ reprezentanții raționalelor A , B și C . În acest caz $(A + B)$ are drept reprezentant tripletul $(af + cd; bf + ce; cf)$ iar $(A + B) + C$ are următorul reprezentant $[(af + cd)i + cfg; (bf + ce)i + cfh; cfi]$. Analog $B + C$ are ca reprezentant pe $(di + fg; ei + fh; fi)$ iar $A + (B + C)$ pe $[afi + c(di + fg); bfi + c(ei + fh); cfi]$. Deoarece reprezentanții sumelor $(A + B) + C$ și $A + (B + C)$ sînt identici, avem $(A + B) + C = A + (B + C)$.

Propoziția 5. Oricare ar fi raționalele A și B avem $A + B = B + A$.

Propoziția 6. Raționalul O este element neutru față de adunare, adică oricare ar fi raționalul A are loc egalitatea:

$$\begin{array}{ccccccc} A & + & O & = & O & + & A = A \\ (a; b; c) & (0; 0; 1) & (0; 0; 1) & (a; b; c) & (a; b; c) \end{array}$$

Propoziția 7. Oricare ar fi raționalul A există raționalul $(a; b; c)$

— A astfel încît $A + (-A) = (-A) + A = O$.
($b; a; c$).

Definiția 6. (definiția produsului în mulțimea numerelor raționale)

$$\begin{array}{ccccccc} A & \cdot & B & = & P \\ (a; b; c) & (d; e; f) & (ad + be; bd + ae; cf) \end{array}$$

Propoziția 8. Definiția produsului nu depinde de reprezentanții aleși pentru clasele A și B .

Demonstrație. Fie echivalențele $(a; b; c) \sim (m; u; p)$ și $(d; e; f) \sim (r; s; t)$. Ele reprezintă egalitățile $ap + cn = cm + bp$ și $dt + fs = fr + et$. Înmulțindu-le membru cu membru obținem: $apdt + apfs + cndt + cnfs = bpfr + bpet + mcfr + mcet$, sau $apdt + apfs + cndt + cnfs + cfns + ptbe = bpfr + bpet + mcfr + mcet + cfns + ptbe$. $apdt + ptbe + fs (ap + cn) + cn (dt + fs) = mcfr + cfns + et (mc + bp) + bp (fr + et)$. Sau $apdt + ptbe + fs (cm + bp) + cn (fr + et) = mcfr + cfns + et (ap + cn) + bp (dt + fs)$. Sau $apdt + ptbe + fscm + cnfr + (fsbp + cnet) = mcfr + cfns + etap + bpdt + (fsbp + cnet)$. Deci $apdt + ptbe + fscm + cnfr = mcfr + cfns + etap + bpdt$.

Ultima egalitate se mai poate scrie $(ad + be) pt + cf (nr + ms) = cf (mr + ns) + (bd + ae) pt$, ceea ce reprezintă $(ad + be; bd + ae; cf) \sim (mr + ns; nr + ms; pt)$. Deci definiția 6 nu depinde de reprezentanții aleși pentru clasele A și B .

Propoziția 9. Oricare ar fi raționalele A, B și C avem $(A \cdot B) \cdot C = A \cdot (B \cdot C)$.

Propoziția 10. Oricare ar fi raționalele A și B avem $A \cdot B = B \cdot A$.

Propoziția 11. Dacă $a = b + c$ și $x = y + z$ atunci $(a; b; c) \sim (x; y; z)$. Într-adevăr înmulțind prima egalitate cu z , a doua cu c și sumînd membru cu membru obținem $(az + cy) + cz = (bz + cx) + cz$. Ca urmare avem $az + cy = cx + bz$ ceea ce reprezintă $(a; b; c) \sim (x; y; z)$. Așadar tripletele în care primul element este egal cu suma celorlalte două sînt echivalente.

Definiția 7. Clasa de reprezentant $(a; b; c)$ pentru care avem $a = b + c$ se numește numărul rațional unitate și se notează cu litera U . Ca reprezentant al clasei U poate fi ales tripletul $(1; 0; 1)$.

Propoziția 12. $A \cdot U = U \cdot A = A$ (Raționalul unitate este element neutru față de operația produs).

Propoziția 13. $A \cdot O = O \cdot A = O$.

Definiția 8. Se numește inversul față de înmulțire al raționalului pozitiv A raționalul pozitiv A^{-1} și inversul raționalului

negativ B raționalul negativ B^{-1} ,

$$\begin{array}{ccc} (u; o; z) & (z; o; u) \\ (o; v; z) & (o; z; v) \end{array}$$

Propoziția 14. $A \cdot A^{-1} = A^{-1} \cdot A = U$; $B \cdot B^{-1} = B^{-1} \cdot B = U$.

Observația 2. Raționalul zero nu are invers față de înmulțire.

Propoziția 15. $A \cdot (B + C) = A \cdot \bar{B} + A \cdot \bar{C}$.

Observația 3. Propozițiile 5 ; 6 ; 7 ; 9 ; 10 ; 12 ; 13 ; 14 ; se demonstrează similar propoziției 4 prin calcule asupra reprezentanților.

Teorema 1. Mulțimea numerelor raționale Q are structură de corp comutativ.

Adevărul teoremei 1 reiese din definiția structurii de corp și din propozițiile 4 ; 5 ; 6 ; 7 ; 9 ; 10 ; 12 ; 13 ; 14.

Definiția 9. Vom spune că $A < B$ dacă $af + ce < cd + bf$
($a ; b ; c$) ($d ; e ; f$)

Demonstrațiile propozițiilor următoare sînt imediate.

Propoziția 16. Definiția 9 nu depinde de reprezentanții aleși pentru raționalele A și B .

Propoziția 17. Dacă $A < B$ și $B < C$ atunci $A < C$.

Propoziția 18. Dacă $A < B$ atunci $A + C < B + C$.

Propoziția 19. Dacă $A < B$ și $C < D$ atunci $A + C < B + D$.

Propoziția 20. Dacă $A < B$ și $C > O$ atunci $A \cdot C < B \cdot C$.

Propoziția 21. Dacă $A < B$ și $C < O$ atunci $A \cdot C > B \cdot C$.

Propoziția 22. Tripletele ($k ; o ; 1$) și ($h ; o ; 1$) nu aparțin aceleiași clase dacă $k \neq h$.

Într-adevăr, presupunînd că aceste triplete ar aparține aceleiași clase ar rezulta din ($k ; o ; 1$) $\sim$ ($h ; o ; 1$) egalitatea $k = h$, în contradicție cu ipoteza.

Teorema 2. Mulțimea numerelor naturale N este izomorfă cu mulțimea raționalelor ce au reprezentanții de forma ($k ; o ; 1$), k fiind un număr natural arbitrar.

Demonstrație. Definim aplicația $\varphi : N \rightarrow Q$ prin egalitatea

$$\varphi(k) = \frac{A}{(k; o; 1)} \quad \text{Vom avea :}$$

$$\varphi(k+h) = \frac{X}{(k+h; o; 1)} ; \quad \varphi(k) + \varphi(h) = \frac{A}{(k; o; 1)} + \frac{B}{(h; o; 1)} = \frac{X}{(k+h; o; 1)}$$

Egalitatea obținută, $\varphi(k+h) = \varphi(k) + \varphi(h)$, demonstrează că φ este un homomorfism. Injectivitatea aplicației φ este o consecință imediată a propoziției 22. Într-adevăr, din această propoziție rezultă implicația : ($k \neq h$) $\rightarrow \varphi(k) \neq \varphi(h)$. Surjectivitatea aplicației φ decurge din definiția ei.

Pentru a demonstra teorema care urmează reamintim modul în care este dată în [2] construcția inelului întregilor. Un întreg este o clasă de echivalență din $\mathbb{Z} = \mathbb{N} \times \mathbb{N} / \sim$ relația de echivalență $\approx$ fiind definită astfel : ($a ; b$) $\approx$ ($c ; d$) dacă și numai dacă $a + d = b + c$. Suma

în mulțimea întregilor este definită de $\frac{A}{(a; b)} + \frac{B}{(c; d)} = \frac{S}{(a+c; b+d)}$
egalitatea

Teorema 3. Mulțimea numerelor întregi este izomorfă cu mulțimea numerelor raționale ce au reprezentanții de forma $(k; h; 1)$, k și h fiind numere naturale arbitrare.

Demonstrație. Definim aplicația $\Psi: \mathcal{Z} \rightarrow \mathcal{Q}$ prin egalitatea

$$\Psi \left[\begin{smallmatrix} \mathcal{A} \\ (k; h) \end{smallmatrix} \right] = \frac{A}{(k; h; 1)} \quad \text{Vom avea:}$$

$$\Psi \left[\begin{smallmatrix} \mathcal{A} \\ (k; h) \end{smallmatrix} \right] + \Psi \left[\begin{smallmatrix} \mathcal{B} \\ (l; q) \end{smallmatrix} \right] = \Psi \left[\begin{smallmatrix} \mathcal{S} \\ (k+l; h+q) \end{smallmatrix} \right] = \frac{S}{(k+l; h+q; 1)}$$

$$\Psi \left[\begin{smallmatrix} \mathcal{A} \\ (k; h) \end{smallmatrix} \right] + \Psi \left[\begin{smallmatrix} \mathcal{B} \\ (l; q) \end{smallmatrix} \right] = \frac{A}{(k; h; 1)} + \frac{B}{(l; q; 1)} = \frac{S}{(k+l; h+q; 1)}$$

Aplicația Ψ este deci homomorfă.

Să presupunem acum că $\Psi \left[\begin{smallmatrix} \mathcal{A} \\ (k; h) \end{smallmatrix} \right] = \Psi \left[\begin{smallmatrix} \mathcal{B} \\ (l; q) \end{smallmatrix} \right]$ Rezultă de aici

echivalența $(k; h; 1) \sim (l; q; 1)$, din care obținem $k + q = h + 1$. Ultima egalitate înseamnă însă $(k; h) \approx (l; q)$, ceea ce-i totuna cu

$$\begin{smallmatrix} \mathcal{A} \\ (k; h) \end{smallmatrix} = \begin{smallmatrix} \mathcal{B} \\ (l; q) \end{smallmatrix}.$$

Ψ este deci injectivă. Surjectivitatea pentru Ψ rezultă din modul în care a fost definită.

Observația 5. Orice rațional de reprezentant $(k; 0; 1)$, este un rațional de reprezentant $(k; h; 1)$, pentru $h=0$. Mulțimea numerelor naturale este deci inclusă în mulțimea întregilor, care la rîndul ei este inclusă în mulțimea raționalelor.

Teorema 4. (Teorema de completitudine a construcției raționalelor).

Pornind de la produsul cartezian $\mathcal{Q} \times \mathcal{Q} \times (\mathcal{Q} \setminus \{0\})$ și urmînd aceeași cale cu aceea pe care am urmat-o pentru a defini mulțimea numerelor raționale $\mathcal{Q}$ se obține o mulțime izomorfă cu mulțimea $\mathcal{Q}$.

Demonstrație. Considerăm produsul cartezian $\mathcal{Q} \times \mathcal{Q} \times (\mathcal{Q} \setminus \{0\})$. Definim în mulțimea tripletelor acestui produs următoarea relație: $(A; B; C) \sim (D; E; F)$ dacă $A \cdot F + C \cdot E = C \cdot D + B \cdot F$. Se poate demonstra imediat că această relație este o relație de echivalență.

Notăm prin Q^* mulțimea claselor de echivalență. O clasă de echivalență va fi notată printr-o literă a alfabetului grecesc. Definim în Q^* legea de compoziție „ $\otimes$ ” în felul următor :

$$\alpha \quad (\otimes) \quad \beta = \gamma$$

$$(A; B; C) \quad (D; E; F) \quad (A \cdot F + C \cdot D; B \cdot F + C \cdot E; C \cdot F)$$

Considerăm de asemenea următoarea aplicație: $f: Q \rightarrow Q^*$ dată de egalitatea: $f(A) = \alpha$ Vom arăta că f este un izomorfism.

$$(A; O; U)$$

a)

$$f(A) = \alpha_{(A; O; U)}; \quad f(B) = \beta_{(B; O; U)}; \quad f(A+B) = \gamma_{(A+B; O; U)}$$

$$f(A) \otimes f(B) = \alpha_{(A; O; U)} \otimes \beta_{(B; O; U)} = \gamma_{(A+B; O; U)}$$

Aplicația f este un homomorfism.

b) Fie α un element arbitrar al mulțimii Q^* . Observăm că există $(A; B; C)$

raționalul $Z = [A + (-B)]$. C^{-1} astfel încît $f(Z) = \alpha$. Într-adevăr $f(z)$ are ca reprezentant tripletul $[A + (-B)] \cdot C^{-1}; O; U$.

Dar $[A + (-B)] \cdot C^{-1}; O; U \sim (A; B; C)$, pentru că are loc egalitatea $[A + (-B)] \cdot C^{-1} \cdot C + U \cdot B = U \cdot A + O \cdot C$. Aplicația f este surjectivă.

c) În sfârșit să presupunem că $f(A) = f(B)$. Acest lucru înseamnă $(A; O; U) \sim (B; O; U)$, ceea ce se poate scrie $A \cdot U + U \cdot O = U \cdot B + O \cdot U$ sau $A = B$. Aplicația f este injectivă.

Observația 6. Considerăm că tripletul $(a; b; c)$ este reprezentat grafic, într-un sistem cartezian, prin punctul din spațiu ce are coordonatele a, b și c . Se vede că totalitatea tripletelor echivalente cu tripletul $(a; b; c)$ sînt situate în planul de ecuație $c(x - y) + (b - a)z = 0$. Într-adevăr, presupunînd că tripletul $(m; n; p)$ este un triplet arbitrar ce verifică această ecuație obținem $c(m - n) + (b - a)p = 0$. Ultima egalitate însă se mai poate scrie $cm + bp = cn + ap$, ceea ce înseamnă $(a; b; c) \sim (m; n; p)$. Putem identifica atunci planul $c \cdot (z - y) + (b - a) \cdot z = 0$ cu raționalul $\frac{A}{(a; b; c)}$. Privind pe $a; b; c$ și $c \neq 0$,

ca parametrizării în N obținem o clasă de plane ce constituie un model spațial al mulțimii numerelor raționale. Putem efectua în acest model toată aritmetica numerelor raționale.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XI — 1969

Electrotehnică, electronică și hidraulică

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XI — 1969

Electrotechnics, Electronics and Hidraulics

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XI — 1969

Électrotechnique, Électronique et Hydraulique

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XI — 1969

Elektrotechnik, Elektronik und Wassertechnik

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XI — 1969

Електротехника, Электроника и гидравлика

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

1911

1911

1911

1911

1911

1911

1911

1911

1911

Abstract

A certain relation of equivalence is defined in the topological product $N \times N \times (N \setminus \{0\})$. The equivalence classes thus obtained make up the set Q of the rational numbers. The sum and product are given demonstrating the commutative-field structure of the set Q .

Bibliografie

1. N. BOURBAKI: IV, *Éléments de mathématique*, I, *Les structures fondamentales de l'analyse*, livre II, Algèbre, Chapitre 1, Structures algébriques, 1953, Hermann, Paris.
2. GR. MOISIL: *Fundamentele aritmeticii și algebrei*, litografiat. Universitatea București, 1958.
3. IZU VAISMAN: *Fundamentele matematicii*, Editura didactică și pedagogică, București, 1968.

O CONDIȚIE DE EXISTENȚĂ A MULȚIMILOR OMOLOGE

GABRIEL ORMAN

În [4] și în „capitolul“ III din [5] se introduc noțiunile de limbă, morfologie regulată, morfologie paradigmatică, mulțimi omologe.

În cele ce urmează vom încerca să stabilim o condiție de existență a mulțimilor omologe definite în [5], capitolul III, astfel :

Fie Γ o mulțime de elemente. Orice șir finit de elemente ale lui Γ este un *lanț*. Să notăm cu Ω o anume mulțime de astfel de lanțuri. Elementele lui Ω sînt, prin definiție, *cuvînte permise*. Să considerăm o partiție π a lui Ω : $\Omega = \bigcup_i \Omega_i$ și fie Φ o anume mulțime de lanțuri ale căror elemente aparțin lui Ω . Elementele lui Φ sînt prin definiție, *frazele permise*. Mulțimea $L = \langle \Omega, \pi, \Phi \rangle$ este, prin definiție, o *limbă*.

Spunem că două mulțimi Ω_i și Ω_j ale partiției π sînt *omologe* dacă se poate stabili între Ω_i și Ω_j o corespondență biunivocă, astfel încît dacă $\alpha_1 \in \Omega_i$, $\beta_1 \in \Omega_i$, $\alpha_2 \in \Omega_j$, $\beta_2 \in \Omega_j$, , α_2 corespunzînd lui α_1 , iar β_2 corespunzînd lui β_1 , atunci opozițiile inițiale $(\alpha_1, \beta_1)_i$ și $(\alpha_2, \beta_2)_j$, sînt proporționale. Relația de omologie reducîndu-se la o relație de proporționalitate între două opoziții inițiale, rezultă că este o relație de echivalență. Clasele de echivalență astfel obținute sînt *clasele de omologie*.

Fie Ω_i și Ω_j două mulțimi omologe. Să notăm pentru opoziția $(\alpha_1, \beta_1)_i$ cu μ_1 baza inițială și cu α'_1 , β'_1 sublanțurile ei diferențiale ; iar pentru opoziția $(\alpha_2, \beta_2)_j$ cu μ_2 baza inițială și cu α'_2 , β'_2 sublanțurile diferențiale. Avem atunci :

$$\begin{array}{lcl} \alpha_1 = \gamma_1 \alpha'_1 & \text{și} & \alpha_2 = \gamma_2 \alpha'_2 \\ \beta_1 = \gamma_1 \beta'_1 & & \beta_2 = \gamma_2 \beta'_2 \end{array} \quad (1)$$

Se observă că are loc :

Propoziția 1. Dîndu-se două mulțimi omologe Ω_i și Ω_j , dacă $\alpha_1 \in \Omega_i$, $\beta_1 \in \Omega_i$, $\alpha_2 \in \Omega_j$, $\beta_2 \in \Omega_j$ și dacă α_2 corespunde lui α_1 iar β_2

corespunde lui β_1 , atunci opozițiile finale $(a_1, a_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$ sînt proporționale.

Demonstrație : Mulțimile Ω_i și Ω_j fiind omologe înseamnă că opozițiile inițiale $(a_1, \beta_1)_i$ și $(a_2, \beta_2)_i$ sînt proporționale. Rezultă, atunci, din (1) că $\alpha'_1 = \alpha'_2$ și $\beta'_1 = \beta'_2$ adică opozițiile finale $(\alpha_1, \alpha_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$ sînt proporționale deoarece au aceleași sublanțuri diferențiale

$$\gamma_1 = \gamma_1, \gamma_2 = \gamma_2.$$

Propoziția reciprocă, însă, nu mai este adevărată mereu întrucît se poate ca opozițiile finale $(a_1, a_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$ fiind proporționale să rezulte că opozițiile inițiale $(a_1, \beta_1)_i$ și $(a_2, \beta_2)_i$ sînt de asemenea proporționale dar mulțimile Ω_i și Ω_j să nu fie totuși omologe. Avem, deci :

Propoziția 2. Fie Ω_i și Ω_j două mulțimi astfel ca $\alpha_1 \in \Omega_i$, $\beta_1 \in \Omega_i$, $\alpha_2 \in \Omega_j$, $\beta_2 \in \Omega_j$, α_2 corespunzînd lui α_1 și β_2 corespunzînd lui β_1 . Dacă opozițiile finale $(a_1, a_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$ sînt proporționale, atunci și opozițiile inițiale $(a_1, \beta_1)_i$ și $(a_2, \beta_2)_i$ sînt proporționale.

Demonstrație. Avem $\alpha_1 = \alpha'_1 \gamma_1$, $\alpha_2 = \alpha'_2 \gamma_1$, $\beta_1 = \beta'_1 \gamma_2$, $\beta_2 = \beta'_2 \gamma_2$. Opozițiile finale $(a_1, a_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$ fiind proporționale, deducem $\alpha'_1 = \beta'_1$ și $\alpha'_2 = \beta'_2$. Formînd opozițiile inițiale $(a_1, \beta_1)_i$ și $(a_2, \beta_2)_i$ observăm că termenii lor se scriu :

$$\begin{array}{ll} \alpha_1 = \alpha'_1 \gamma_1 & \text{și} \quad \alpha_2 = \alpha'_2 \gamma_1 \\ \beta_1 = \beta'_1 \gamma_2 & \beta_2 = \beta'_2 \gamma_2 \end{array}$$

Sublanțurile diferențiale ale celor două opoziții inițiale fiind egale ($\gamma_1 = \gamma_1$ și $\gamma_2 = \gamma_2$) rezultă că opozițiile sînt proporționale.

Corolarul 1. Din propozițiile 1 și 2 rezultă că folosind cuvinte care aparțin aceleiași clase de omologie putem forma întotdeauna opoziții finale proporționale. În schimb, folosind cuvinte care aparțin unor clase diferite de omologie nu mai avem mereu această posibilitate.

Propoziția 2, însă, nu ne spune dacă mulțimile Ω_i și Ω_j sînt sau nu omologe, iar un criteriu care să ne stabilească acest lucru este pe cît de util pe atît de necesar. Un astfel de criteriu ne propunem să stabilim în continuare, dar mai înainte să dovedim următoarele propoziții :

Propoziția 3. Dacă opozițiile inițiale $(a_1, \beta_1)_i$ și $(a_2, \beta_2)_i$ sînt proporționale atunci opozițiile inițiale $(\beta_1, a_1)_i$ și $(\beta_2, a_2)_i$ sînt de asemenea proporționale.

Demonstrația este evidentă deoarece opozițiile inițiale $(a_1, \beta_1)_i$ și $(a_2, \beta_2)_i$ fiind proporționale, din (1) obținem : $\alpha'_1 = \alpha'_2$ și $\beta'_1 = \beta'_2$ ceea ce dovedește că și opozițiile inițiale $(\beta_1, a_1)_i$ și $(\beta_2, a_2)_i$ sînt proporționale.

Propoziția rămîne adevărată și dacă înlocuim opozițiile inițiale cu opoziții finale. Avem atunci :

Propoziția 4. Dacă opozițiile finale $(\varphi_1, \psi_1)_f$ și $(\varphi_2, \psi_2)_f$ sînt proporționale atunci și opozițiile finale $(\psi_1, \varphi_1)_f$ și $(\psi_2, \varphi_2)_f$ sînt proporționale.

Propoziția 5. Fie mulțimile Ω_i și Ω_j și să luăm $\alpha_1 \in \Omega_i$, $\beta_1 \in \Omega_i$, $\alpha_2 \in \Omega_j$, $\beta_2 \in \Omega_j$, α_2 corespunzând lui α_1 și β_2 corespunzând lui β_1 . Dacă notăm cu N_f numărul perechilor de opoziții finale proporționale $(\alpha_1, \alpha_2)_f \sim (\beta_1, \beta_2)_f$ și cu N_i numărul perechilor de opoziții inițiale proporționale $(\alpha_1, \beta_1)_i \sim (\alpha_2, \beta_2)_i$, atunci avem $N_f = \frac{1}{2} N_i$.

Demonstrație : Din $(\alpha_1, \alpha_2)_f \sim (\beta_1, \beta_2)_f$ obținem, în baza propoziției 2, că $(\alpha_1, \beta_1)_i \sim (\alpha_2, \beta_2)_i$. Dacă scriem $(\beta_1, \beta_2)_f \sim (\alpha_1, \alpha_2)_f$ obținem, în baza aceleiași propoziții că $(\beta_1, \alpha_1)_i \sim (\beta_2, \alpha_2)_i$. Deci, din fiecare pereche de opoziții finale proporționale se obțin două perechi de opoziții inițiale proporționale. Evident că, în cazul particular cînd opozițiile finale proporționale coincid, adică $(\alpha_1, \alpha_2)_f \sim (\alpha_1, \alpha_2)_f$ cele două perechi de opoziții inițiale proporționale coincid cu $(\alpha_1, \alpha_1)_i \sim (\alpha_2, \alpha_2)_i$. Putem, acum, demonstra următoarea.

Teoremă : Condiția necesară și suficientă pentru ca două mulțimi Ω_i și Ω_j să fie omologe, este ca toate opozițiile finale de forma $(\alpha_1, \alpha_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$ ($\alpha_1 \in \Omega_i$, $\alpha_2 \in \Omega_j$, $\beta_1 \in \Omega_i$, $\beta_2 \in \Omega_j$, α_2 corespunde lui α_1 , iar β_2 corespunde lui β_1), să fie proporționale.

Demonstrație. Mai întii să demonstrăm necesitatea condiției enunțate. Pentru aceasta presupunem că mulțimile Ω_i și Ω_j sînt omologe. Atunci, fiecărei opoziții inițiale avînd termenii din Ω_i , îi va corespunde, în baza definiției mulțimilor omologe, o opoziție inițială proporțională cu ea și formată cu elemente din Ω_j . Fie $(\alpha_1, \beta_1)_i$ și $(\alpha_2, \beta_2)_i$ o pereche de astfel de opoziții inițiale proporționale ($\alpha_1 \in \Omega_i$, $\beta_1 \in \Omega_i$, $\alpha_2 \in \Omega_j$, $\beta_2 \in \Omega_j$, α_2 corespunde lui α_1 și β_2 corespunde lui β_1). Dar atunci, în baza propoziției 1, opozițiile finale $(\alpha_1, \alpha_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$ sînt de asemenea proporționale. Cum însă, opozițiile inițiale proporționale $(\alpha_1, \beta_1)_i$ și $(\alpha_2, \beta_2)_i$ au fost alese în mod arbitrar dintre perechile de opoziții inițiale proporționale, ce se pot forma în condițiile date mai sus, rezultă că toate perechile de opoziții finale care corespund acestor perechi de opoziții inițiale proporționale sînt și ele proporționale.

Să arătăm acum, suficiența condiției. Fie din nou $\alpha_1 \in \Omega_i$, $\beta_1 \in \Omega_i$, $\alpha_2 \in \Omega_j$, $\beta_2 \in \Omega_j$, (α_2 corespunde lui α_1 , iar β_2 corespunde lui β_1), și să presupunem că opozițiile finale $(\alpha_1, \alpha_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$ sînt proporționale. Atunci, pe baza propoziției 2 obținem că opozițiile inițiale $(\alpha_1, \beta_1)_i$ și $(\alpha_2, \beta_2)_i$ sînt proporționale. Acest rezultat se obține pentru fiecare pereche de opoziții finale proporționale care se pot forma cu elementele lui Ω_i și Ω_j în modul indicat. Dacă se pot forma astfel de perechi de opoziții finale proporționale, cu toate elementele celor două mulțimi,

înseamnă că vor rezulta, în final, toate perechile posibile de opoziții inițiale proporționale de forma $(\alpha_1, \beta_1)_i$ și $(\alpha_2, \beta_2)_i$ alcătuite cu elemente corespunzătoare ale mulțimilor Ω_i și Ω_j . Dar, în acest caz, conform definiției mulțimilor omologe rezultă că mulțimile Ω_i și Ω_j sînt omologe.

Această teoremă ne permite, deci, să stabilim întotdeauna dacă două mulțimi date sînt sau nu omologe verificînd doar proporționalitatea perechilor de opoziții finale, ceea ce nu este prea greu deoarece numărul lor este cu mult mai mic decît numărul perechilor de opoziții inițiale proporționale.

Corolarul 2. Dacă există cel puțin două opoziții finale $(\alpha_1, \alpha_2)_f$ și $(\beta_1, \beta_2)_f$, $(\alpha_1 \in \Omega_i, \alpha_2 \in \Omega_j, \beta_1 \in \Omega_i, \beta_2 \in \Omega_j, \alpha_2$ corespunde lui α_1 și β_2 corespunde lui β_1), care să nu fie proporționale, atunci mulțimile Ω_i și Ω_j nu sînt omologe.

Abstract

The communication to refer to homologous sets definite by S. Marcus in the third chapter of the his book of mathematics linguistics, with the help of the proportional initial oppositions.

We examine some connections between pairs of proportional initial and final oppositions. In the end we obtain a necessary and sufficient condition for determine whether or not two sets are homologous.

Bibliografie

1. J. CANTINEAU : *Le Classement logique des oppositions*. Word, vol. 11, nr. 1, 1955.
2. J. CANTINEAU : *Les oppositions significatives*. Cahiers Ferdinand de Saussure, vol. 10, 1952.
3. P. DIACONESCU : *Pe marginea unor lucrări despre morfem*. Studii și cercetări lingvistice, vol. 13, 1962, nr. 4.
4. S. MARCUS : *Aspectul logic al opozițiilor lingvistice II*. Studii și cercetări matematice, anul XIII, 1962, nr. 4.
5. S. MARCUS : *Lingvistica matematică*. Ediția a II-a E.D.P., București, 1966.
6. G. ORMAN : *Remarques sur la théorie logique les oppositions linguistiques*. Cahiers de linguistique théorique et appliquée, nr. 3, 1966.

STUDIUL CÎMPULUI ELECTROMAGNETIC ÎN PIESELE MASIVE ALE MAȘINILOR SINCRONE

ANDREI NICOLAIDE

Calculul caracteristicilor de funcționare în asincron a mașinii sincrone cu piese polare masive, prezintă o importanță mare atât pentru motoare cât și pentru generatoare. Acest calcul presupune însă cunoașterea cât mai exactă a repartiției cîmpului electromagnetic în oțelul masiv al rotorului. Metodele de studiu prin calcul al cîmpului electromagnetic în oțel trebuie să fie pe cât posibil mai simple spre a putea fi utilizate relativ ușor.

Se va considera numai regimul armonic. Există diferite metode de studiu pentru propagarea undei electromagnetice plane în oțelul masiv. Acestea au fost analizate în lucrările [1] — [4]. Cea mai corespunzătoare aplicațiilor urmărite în cazul de față, poate fi considerată metoda lui Neiman [5]. Această metodă se referă însă la cazul undei plane, iar în cazul examinat, anume acela al pieselor masive ale mașinilor sincrone, nu interesează unda plană, ci unda cu o distribuție oarecare în lungul unei axe de la suprafața unui semispațiu. De aceea în continuare vom reface mai întâi teoria pentru cazul undei plane în mod sumar, dar diferit de tratarea cunoscută, pentru a o adapta scopului urmărit. Apoi vom extinde această teorie pentru cazul undei de o distribuție oarecare la suprafața semispațiului, ceea ce nu s-a făcut în literatură. În fine vom da rezultatele determinărilor experimentale efectuate de autor asupra repartiției inducției magnetice în adîncimea oțelului; studii de acest gen nu au fost indicate în literatură și deși dificil de efectuat, sînt foarte utile spre a aprecia justetea metodelor de analiză teoretică.

1. PROPAGAREA CÎMPULUI ELECTROMAGNETIC ÎNTR-UN CONDUCTOR FEROMAGNETIC CARE OCUPĂ UN SEMISPAȚIU. UNDĂ PLANĂ

Deoarece curba de magnetizare a oțelului nu este liniară, regimul de funcționare este deformant și se vor considera armonicile echivalente ale mărimilor electrice și magnetice. Sistemul de referință adoptat

este indicat în figura 1. În lucrarea [5] s-a introdus pentru armonicile echivalente ale inducției și intensității câmpului magnetic următoarea dependență :

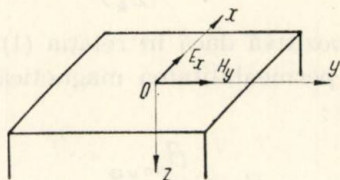


Fig. 1. Sistemul de referință și mărimile de stare ale câmpului electromagnetic în cazul unei electromagnetice plane.

$$\dot{B}_m = k H_m^{\frac{1-n}{n}} \cdot \dot{H}_m e^{-j\psi} \quad (1)$$

deci

$$\dot{\mu} = \frac{\dot{B}_m}{\dot{H}_m} = k H_m^{\frac{1-n}{n}} e^{-j\psi} \quad (1a)$$

$$\mu = |\dot{\mu}| = k H_m^{\frac{1-n}{n}} \quad (1b)$$

$$B_m = k H_m^{\frac{1}{n}} \quad (1c)$$

Din ecuațiile câmpului electromagnetic se obține în cazul unei plane ecuația :

$$\dot{B}_{my} = -j \frac{1}{\omega \sigma} \frac{d^2 \dot{H}_{my}}{dz^2} \quad (2)$$

Din relația (2) se deduce

$$\frac{d^2 \dot{H}_{my}}{dz^2} - j \omega \sigma \mu e^{-j\psi} \dot{H}_{my} \quad (3)$$

Dacă se înlocuiește μ în ecuația (3) printr-o funcție de z și se rezolvă ecuația diferențială (3) se obține expresia lui H_{my} . Înlocuind această expresie a lui H_{my} în relația (2) se găsește expresia lui B_{my} . Dacă mărimile obținute satisfac relația (1) urmează ca expresia adoptată pentru μ să fie corectă în cazul considerat.

Se va introduce μ sub forma [5] :

$$\mu = \frac{\mu_e}{\left(1 - \frac{z}{z_k}\right)^2} \quad (4)$$

unde mărimea z_k este pozitivă dacă în relația (1) avem $n > 1$ și negativă dacă $n < 1$, iar μ_e este permeabilitatea magnetică a fierului la suprafața lui. Expresia lui μ_e este :

$$\mu_e = \frac{B_{my0}}{H_{my0}} \quad (5)$$

Înlocuind în ecuația (3) expresia lui μ dată de relația (4) se obține :

$$\frac{d^2 \dot{H}_{my}}{dz^2} - j \frac{2\alpha_e^2}{\left(1 - \frac{z}{z_k}\right)^2} e^{-j\psi} \dot{H}_{my} = 0 \quad (6)$$

unde

$$\alpha_e = \sqrt{\frac{\omega \sigma \mu_e}{2}} \quad (6a)$$

Unghiul Ψ depinde de intensitatea cîmpului magnetic, deci variază cu adîncimea.

Pentru simplificare Ψ se va considera constant și egal cu o valoare medie, care trebuie să asigure valoarea reală a pierderilor prin histerezis.

Condițiile la limită sînt :

$$z = 0 ; \quad H_{my} = H_{my0} \quad (7)$$

$$z = \infty ; \quad H_{my} = 0. \quad (8)$$

Soluția ecuației (6) ținînd seama de condițiile la limită (7) și (8) și de faptul că H_{my} trebuie să descască monoton cînd z crește, este [3] :

$$\dot{H}_{my} = \dot{H}_{my0} \left(1 - \frac{z}{z_k}\right)^{\dot{\beta}} \quad (9)$$

sau

$$\dot{H}_{my} = \dot{H}_{my0} e^{\dot{\beta} L_n \left(1 - \frac{z}{z_k}\right)} \quad (9a)$$

unde

$$\dot{\beta} = \beta_1 + j\beta_2 \quad (10)$$

$$\beta_1 = \frac{2n}{n-1} \quad (10 \text{ a})$$

$$\beta_2 = \frac{2n}{n-1} \cdot \frac{3n+1}{4n} \cdot \frac{D^2}{\cos \psi} \quad (10 \text{ b})$$

$$D = \left[\left[1 - \left(\frac{n-1}{3n+1} \right)^2 \cos^2 \psi \right]^{1/2} - \sin \psi \right]^{1/2} \quad (10 \text{ c})$$

$$z_k = \frac{k_y}{\alpha_n}; \quad (11)$$

$$k_y = \frac{1}{2} \cdot \frac{3n+1}{n-1} \cdot \frac{1}{\cos \psi} D \quad (11 \text{ a})$$

Soluția (9) este valabilă pentru oricare valoare a lui n . Soluția pentru $n = 1$ se regăsește ușor punând $\Psi = 0$ și $n = 1$ în relația (9 a).

În expresia (1) pentru cîmpuri intense $n > 1$, iar pentru cîmpuri slabe $n < 1$. În cazul examinat aici se întîlnesc numai cîmpuri intense și deci $n > 1$.

Celelalte mărimi electrice și magnetice de stare a cîmpului se obțin ușor cu ajutorul ecuațiilor cîmpului electromagnetic. Astfel se obține :

$$\dot{E}_{mx} = \rho \dot{j}_{mx} = -\rho \frac{d\dot{H}_{my}}{dz} \quad (12)$$

și deci la suprafața conductorului

$$\dot{E}_{mx} = \rho \frac{\dot{\beta}}{z_k} \dot{H}_{my0} \quad (13)$$

Vectorul lui Poynting în complex este :

$$\dot{\vec{W}} = \frac{1}{2} \dot{E}_{mx} \times \dot{H}_{mx}^* = \frac{1}{2} \bar{k} \dot{E}_{mx} \dot{H}_{my}^* \quad (14)$$

Transferul de putere în complex prin elementul de arie $d\bar{A} = \bar{k} dA$, la adîncimea z este :

$$d\dot{S} = \frac{1}{2} \dot{E}_{mx} \dot{H}_{my}^* dA = \dot{\beta} \frac{\rho}{2z_k} \left(1 - \frac{z}{z_k} \right)^{2\beta_1-1} \cdot H_{my0}^2 \quad (15)$$

său

$$d\dot{S} = \beta \frac{\rho}{2z_k} H_{my0}^2 \left(1 - \frac{z}{z_k}\right)^{\frac{3n+1}{n-1}} dA \quad (16)$$

Dacă $z_k > 0$, ceea ce are loc pentru $n > 1$, atunci la adîncimea $z = z_k$, transferul de energie electromagnetică după cum rezultă din expresia (14) este nul și prin urmare la adîncimi mai mari decît z_k , mărimile $\bar{E}$, $\bar{H}$, $\bar{B}$, sînt nule. Cîmpul electromagnetic pătrunde deci în acest caz numai pînă la adîncimea z_k . Pentru $n < 1$ se obține $z_k < 0$ și cîmpul electromagnetic pătrunde pînă la $z = \infty$.

Din relația (16) rezultă expresia în complex a puterii aparente care trece prin elementul de arie a suprafeței conductorului :

$$d\dot{S} = \rho \frac{\beta}{2z_k} H_{my0}^2 dy \quad (17)$$

În baza relațiilor (5), (6), (11) se poate scrie :

$$\mu_e = \frac{B_{my0}}{H_{my0}} = k H_{my0}^{\frac{1}{n}-1} \quad (18)$$

$$z_k = \frac{k_y}{\alpha_e} = \frac{k_y}{\alpha_0 \sqrt{\mu_e}} = \frac{k_y}{\alpha_0 k^{\frac{1}{2}} H_{my0}^{\frac{1-n}{2n}}} \quad (19)$$

$$\alpha_0 = \sqrt{\frac{\omega \sigma}{2}} \quad (20)$$

Ținînd seama de relațiile (18) — (20), expresia (17) devine :

$$d\dot{S} = \rho \frac{\beta}{2k_y} \alpha_0 k^{\frac{1}{2}} H_{my0}^{\frac{3n+1}{2n}} dy \quad (21)$$

Determinarea unghiului Ψ

Pierderile pe un ciclu de histerezis și în unitatea de volum sînt :

$$W_h = \int_C H dB = \int_0^T H_m \sin \omega t d[B_m \sin(\omega t - \psi)] = \pi H_m B_m \sin \psi \quad (22 a)$$

Aceleași pierderi se pot exprima și prin formula cunoscută stabilită experimental :

$$W_h = \eta_l B_m^n \quad (22 b)$$

unde η_l reprezintă pierderile datorite fenomenului de histerezis pentru un ciclu în unitatea de volum.

Presupunind că se ia pentru Ψ o valoare medie, deci se ia în considerare variația cu adâncimea, se poate scrie :

$$\pi \sin \psi \int_0^z H_{my} B_{my} dz = \eta_l \int_0^z B_{my}^n dz \quad (22 c)$$

Pentru cîmpuri slabe $z = \infty$, iar pentru cîmpuri interne $z = z_k$, deoarece cîmpul magnetic pătrunde numai pînă la această adîncime. Înlocuind expresiile mărimilor B_{my} și H_{my} în funcție de z , rezultă Ψ . O importanță deosebită prezintă cazul cîmpurilor intense cînd $n_1 = 2$. Atunci :

$$\sin \psi = \frac{\eta_l}{\pi} \mu_e \frac{3n+1}{3+n} \quad (23)$$

Pentru oțel nealiat, aflat sub acțiunea unor cîmpuri magnetice intense s-a găsit experimental $k = 0,285$; $n = 5$; $\eta = 530 \text{ W/m}^3$. Cu ajutorul formulei (23) rezultă ușor că la inducții mari ($\eta_n \approx 100$) unghiul Ψ este cu totul neglijabil.

Deci practic în cazul pieselor masive de oțel ale mașinilor sincrone se poate adopta $\Psi = 0$.

2. UNDĂ DE O DISTRIBUȚIE OARECARE ÎN LUNGUL UNEI AXE DE LA SUPRAFAȚA SEMISPAȚIULUI

Pentru studiul acestui caz, metoda de la paragraful precedent prezintă mari dificultăți, deoarece permeabilitatea magnetică va varia atît în lungul axei Oy cît și în lungul axei Ox (fig. 2). Se poate însă aplica metoda aproximativă următoare [3]. Metoda este practic satisfăcătoare dacă se poate accepta simplificarea că adîncimea pînă la care pătrunde cîmpul electromagnetic z_k este mică față de perioada spațială a undei [3]. Se va considera cîmpul magnetic intens, adică $n > 1$, caz în care cîmpul pătrunde pînă la adîncimea z_k .

Se va considera că componenta normală a inducției magnetice este distribuită după o anumită lege periodică alternativă cunoscută în lungul axei Oy la suprafața planului xOy .

Se va descompune semispațiul în felii paralele cu planul xOz și de grosime Δy . Pentru fiecare din aceste felii se va aplica metoda expusă la punctul precedent. Simplificarea admisă permite să se utilizeze descompunerea în felii fără a se introduce prin aceasta erori prea mari [3].

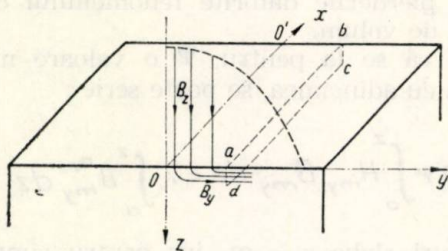


Fig. 2. Sistemul de referință și liniile inducției magnetice în cazul cîmpului magnetic alternativ, cu o repartiție periodică la suprafața semispațiului feromagnetic

Fluxul produs de componenta B_y prin dreptunghiul abcd, cu laturile $ad = z_k$, $ab = l_i$ este în complex :

$$\phi_{my} = l_i \int_0^{z_k} \dot{B}_{my} dz = l_i \int_0^{z_k} \dot{\mu} H_{my} dz = \mu_e \dot{H}_{my0} \frac{z_k}{\beta - 1} l_i e^{-j\psi}. \quad (24)$$

Fluxul magnetic care intră prin suprafața OabO' este în complex

$$\dot{\phi}_{mz} = \int_0^y l_i B_{mzo}(y) dy. \quad (25)$$

Din condiția de conservare a fluxului magnetic rezultă :

$$\dot{\phi}_{my} = \dot{\phi}_{mz} \quad (26)$$

sau ținînd seama de relațiile (1) și (2) :

$$\mu_e \frac{z_k}{\beta - 1} H_{my0} e^{-j\psi} = \int_0^y B_{mzo}(y) dy \quad (27)$$

Din relațiile (9) și (27) se obține :

$$\dot{H}_{my} = \frac{\beta - 1}{z_k} e^{j\psi} \frac{1}{\mu_e} \left(1 - \frac{z}{z_k}\right)^\beta \int_0^y B_{mzo}(y) dy \quad (28)$$

Pentru suprafața $z = 0$ din relația (28) se obține :

$$\dot{H}_{my0} = \frac{\beta-1}{Z_k} \cdot \frac{1}{\mu_e} e^{j\psi} \int_0^y \dot{B}_{mzo}(y) dy. \quad (29)$$

Din relațiile (29) și (18) — (20) rezultă :

$$H_{my0} = \left[k_n k^{-\frac{1}{2}} \alpha_o \int_0^y B_{mzo}(y) dy \right]^{\frac{2n}{n+1}} \quad (30 a)$$

$$k_n = \frac{|\beta-1|}{k_y} \quad (30 b)$$

Înlocuind în expresia (21), intensitatea cîmpului magnetic dată de relația (30 a) se obține :

$$d\dot{S} = \rho \frac{\beta}{2k_y} \alpha_o k^{\frac{1}{2}} \left[k_n k^{-\frac{1}{2}} \alpha_o \int_0^y B_{mzo}(y) dy \right]^{\frac{3n+1}{n+1}} dy \quad (31)$$

3. VERIFICAREA EXPERIMENTALĂ A REPARTIȚIEI CÎMPULUI ELECTROMAGNETIC ÎN OȚEL

S-a studiat repartiția cîmpului electromagnetic în oțel în cazul distribuției sinusoidale a undeî inducției magnetice în lungul circumferinței rotorului. Studiul s-a făcut pe un rotor cilindric masiv introdus imobil într-un stator de mașină asincronă bipolară ; diametrul rotorului 112,03 mm, lungimea 150 mm. Introducerea rotorului în stator s-a făcut alunecător, deci întrefierul este foarte mic. În interiorul cilindrilor masivi au fost practicate șanțuri circulare în care s-au introdus bobine-sondă cu 100 spire fiecare și miezul de oțel al bobinei a fost de aceeași calitate ca a rotorului. Aceste bobine au fost dispuse într-un plan diametral al rotorului, astfel că au fost înlănțuite de componenta tangențială a cîmpului magnetic. Distanța de la axa primei bobine la suprafața rotorului este de 6 mm. Diametrul bobinei este de 7 mm. Distanța dintre axele a două bobine, măsurată în lungul razei este de 5 mm. Firele bobinei sînt scoase printr-o deschidere axială.

În fig. 3 se poate vedea o fotografie a rotorului demontat.

În fig. 4 se poate vedea o fotografie a ansamblului instalației experimentale.

Tensiunea la bornele bobinei-sondă este proporțională cu derivata în raport cu timpul a inducției magnetice. Existind un regim de funcționare periodic, se poate obține ușor amplitudinea armonicilor fundamentale a componentei tangențiale a inducției magnetice.

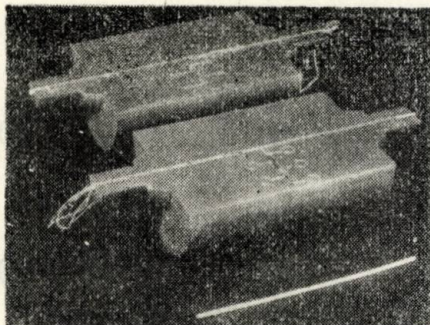


Fig. 3. Rotorul în care s-a măsurat repartiția inducției magnetice, demontat, cu bobinele sondă introduse. Alăturat se vede bobina sondă pentru măsurarea cîmpului magnetic la suprafața rotorului.

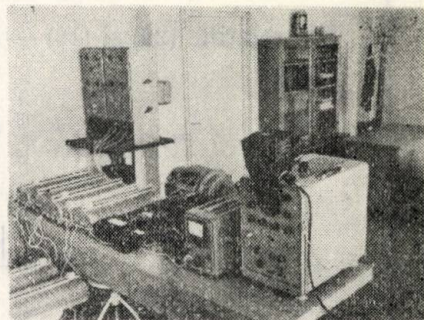


Fig. 4. Ansamblul instalației experimentale pentru studiul repartiției cîmpului electromagnetic în medii feromagnetice.

Componenta tangențială a intensității cîmpului magnetic la suprafața rotorului s-a măsurat cu o bobină foarte plată, cu dimensiunea radială de 0,65 mm de lungime egală cu lungimea rotorului și avînd 20 spire, așezată pe suprafața rotorului într-un loc unde există o mărime corespunzătoare a întrefierului, spre a permite introducerea bobinei. Metoda se bazează pe conservarea componentei tangențiale a intensității cîmpului magnetic, la suprafața de separație, a două medii (aici oțel și aer). Dacă se cunoaște componenta tangențială a intensității cîmpului magnetic, se deduce ușor componenta tangențială a inducției putîndu-se lua inducția de pe caracteristica de magnetizare. Dacă componenta normală a inducției magnetice ar fi mare, atunci rezultatul obținut pentru componenta tangențială a inducției magnetice ar fi diferit de valoarea reală, fiindcă permeabilitatea magnetică ar fi în realitate mai mică. S-a măsurat și componenta normală a inducției magnetice, cu ajutorul unei spire-sondă de pas diametral și în toate cazurile examinate influența componentei normale a inducției magnetice a fost mică.

La fiecare bobină-sondă s-a măsurat tensiunea la borne cu un voltmetru electronic și s-a oscilografiat aceeași tensiune la un osciloscop catodic.

Caracteristica de primă magnetizare a oțelului rotorului este dată în fig. 5.

S-au efectuat măsurări ale tensiunilor date de bobinele-sondă la frecvențele $f = 50$; 33,33; 25; 10 Hz, atît pentru cîmp alternativ cît

și pentru cîmp învîrtitor la tensiuni între faze de 40 V, 100 V, 125 V. După cum s-a stabilit de către Bruk [8], la un rotor cilindric la adîncimi pînă la valoarea adîncimii de pătrundere nu sînt practic abateri ale

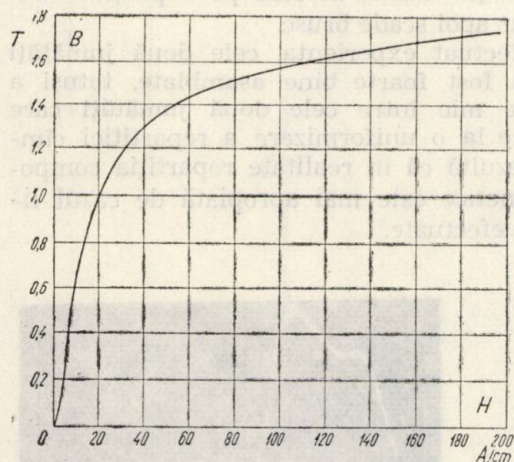


Fig. 5. Caracteristica de primă magnetizare a oțelului rotorului.

distribuției mărimilor de stare ale cîmpului electromagnetic, datorite curbării, dacă $\alpha_e R > 5$, unde R este raza de curbura. În situațiile examinate această condiție a fost satisfăcută.

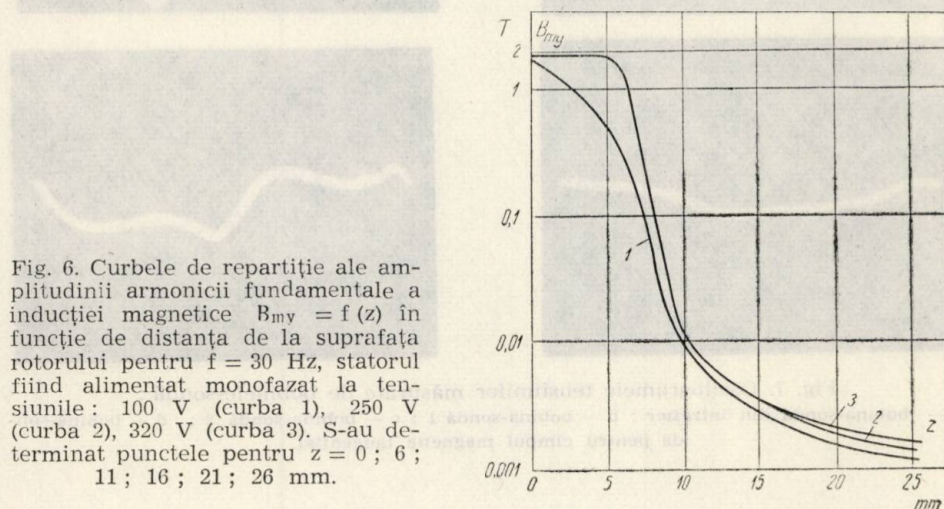


Fig. 6. Curbele de repartiție ale amplitudinii armonicii fundamentale a inducției magnetice $B_{my} = f(z)$ în funcție de distanța de la suprafața rotorului pentru $f = 30$ Hz, statorul fiind alimentat monofazat la tensiunile: 100 V (curba 1), 250 V (curba 2), 320 V (curba 3). S-au determinat punctele pentru $z = 0; 6; 11; 16; 21; 26$ mm.

Nu s-au constatat diferențe sensibile între măsurările efectuate în cazul cîmpului alternativ și în cazul cîmpului învîrtitor.

În figura 6 se indică curbele de repartiție ale amplitudinii armonicii fundamentale a inducției magnetice $B_{my} = f(z)$ în funcție de

distanța de la suprafața rotorului pentru $f = 30$ Hz, $U = 150$ V, 250 V, 350 V, obținute experimental. Din examinarea acestor curbe se vede că cu cât saturația este mai mare, cu atât repartiția componentei tangențiale a inducției se apropie de situația limită, în care pe o porțiune inducția rămâne aproape constantă, iar apoi scade brusc.

În condițiile în care s-a efectuat experiența, cele două jumătăți ale cilindrului rotorului de oțel au fost foarte bine asamblate, totuși a rămas inevitabil un spațiu foarte mic între cele două jumătăți care au efectul unui întrefier care duce la o uniformizare a repartiției cîmpului magnetic în lungul razei. Rezultă că în realitate repartiția componentei tangențiale a inducției magnetice este mai apropiată de cazul limită, decît se obține din măsurările efectuate.

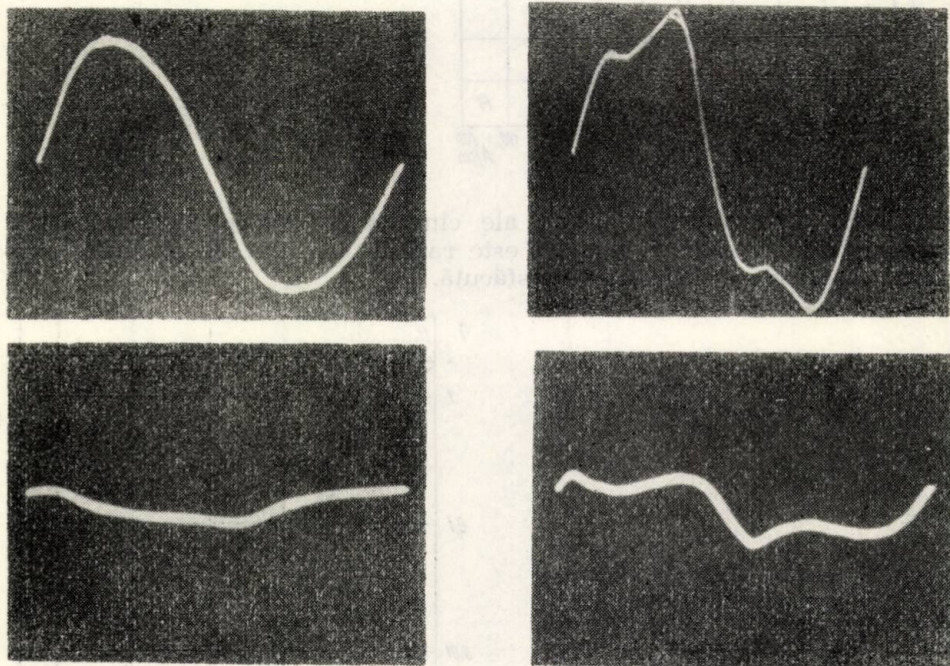


Fig. 7. Oscilogramele tensiunilor măsurate de bobinele-sondă :
a — bobina-sondă din întrefier ; b — bobina-sondă 1 ; c — bobina-sondă 2 ; d — bobina-sondă pentru cîmpul magnetic tangențial.

În figura 7 se dau oscilogramele tensiunilor la bornele bobinei-sondă din întrefier, pentru măsurarea componentei normale a inducției la suprafața rotorului și a tensiunilor la bornele bobinelor-sondă din oțel, în cazul cîmpului alternativ de frecvență 10 Hz și tensiunea 125 V.

În figura 8 se indică curba $B_{my} = f(z)$ obținută experimental și pentru același caz repartiția lui B_{my} obținută pentru permeabilitatea magnetică constantă și egală cu valoarea de la suprafața rotorului și de asemenea repartiția lui B_{my} pentru situația limită. Din compararea repartiției lui B_{my} pentru permeabilitate magnetică constantă cu rezultatele experimentale, urmează ca valoarea cîmpului magnetic să devină

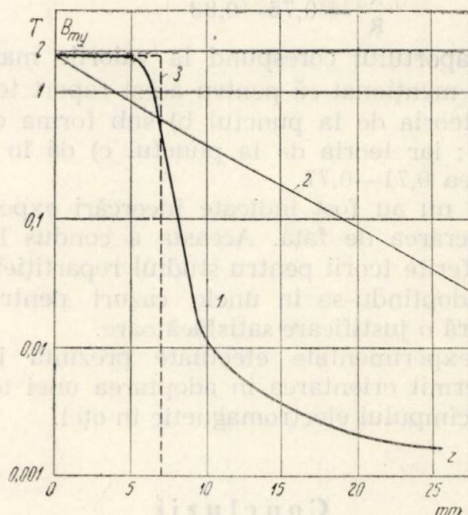


Fig. 8. Curbele repartiției armonicii fundamentale a inducției magnetice în oțel : 1 — experimental; 2 — teoretic cu considerarea permeabilității constante; 3 — teoretic cu considerarea curbei de saturație limită adică de formă rectangulară

în realitate nulă la o adîncime mult mai mică. Ca urmare în realitate energia cîmpului magnetic este mai mică și deci scade și reactanța corespunzătoare față de teoria cu permeabilitate magnetică constantă.

Avînd în vedere aceste rezultate și de asemenea sensul abaterii introdus de experiențele efectuate, rezultă că teoriile referitoare la repartiția cîmpului electromagnetic în oțel pot fi ordonate după gradul de exactitate crescător astfel : a) teoria în care se consideră permeabilitatea magnetică constantă și egală cu valoarea de la suprafață ; b) teoria în care se consideră curba de saturație limită rectangulară [6] ; c) teoria în care se consideră curba de magnetizare exprimată printr-o formulă parabolică [5], [3] ; d) teoria în care se aproximează caracteristica de magnetizare prin mai multe segmente de dreaptă și care a fost dezvoltată de Bălă și Ghețaru [7] pentru un semispațiu de material feromagnetic și de Bunea [8] pentru un caz diferit anume, acela al tolelor din material feromagnetic.

Desigur cu cît aproximarea curbei de magnetizare este mai bună, cu atît și rezultatele calculelor pentru repartiția cîmpului în oțel sînt mai exacte.

De asemenea s-a determinat experimental valoarea raportului X/R dintre reactanța și rezistența rotorului feromagnetic. În acest scop s-a determinat impedanța la bornele statorului și s-au separat rezistențele și reactanțele statorului prin metodele cunoscute. Pentru frecvențe de 5—50 Hz și valori maxime ale componentei normale a inducției la suprafața rotorului de 0,1—0,5 T s-a găsit

$$\frac{X}{R} = 0,75—0,83$$

valorile mici ale raportului corespund la valorile mari ale inducției și invers. Este util de menționat că pentru acest raport teoria de la punctul a) dă valoarea 1; teoria de la punctul b) sub forma expusă în lucrarea [5] dă valoarea 0,5; iar teoria de la punctul c) dă în funcție de gradul de saturație valoarea 0,71—0,77.

În literatură nu au fost indicate încercări experimentale de felul celor expuse în lucrarea de față. Aceasta a condus la situația că s-au utilizat simultan diferite teorii pentru studiul repartiției cîmpului electromagnetic în oțel adoptîndu-se în unele cazuri pentru permeabilitatea magnetică valori fără o justificare satisfăcătoare.

Încercările experimentale efectuate prezintă interes teoretic și practic deoarece permit orientarea în adoptarea unei teorii satisfăcătoare pentru propagarea cîmpului electromagnetic în oțel.

Concluzii

Se ajunge la concluzia că teoriile mai răspîndite, referitoare la propagarea cîmpului electromagnetic în conductoare masive feromagnetice, pot fi înșirate în ordinea crescătoare a gradului de precizie, după cum se aproximează curba de magnetizare printr-una din formele: a) linie dreaptă cu permeabilitatea în interiorul oțelului constantă și egală cu valoarea de la suprafață; b) curbă limită rectangulară; c) curbă exprimată printr-o formulă parabolică; d) curbă aproximată prin mai multe segmente de dreaptă. Se adoptă una din aceste aproximări în funcție de simplitatea calculelor, respectiv de precizia rezultatelor urmărite.

Abstract

The distribution of the electromagnetic field has been studied inside the massive iron rotor in case of sinusoidal distribution of magnetic induction along the rotor circumference of a bipolar machine. Then a analysis has been made of the exactity of different theories hitherto evaluated concerning the study of electromagnetic field propagation in ferromagnetic media.

Bibliografie

1. A. AVRAMESCU : *Über die Zeitkonstante des Skineffektes*. Elektrotechnische Zeitschrift (ETZ-A) 80, 3, 78—82 (1959).
 2. R. RĂDULEȚ și A. IFRIM : *Calculul forței și cuplului frinelor cu disc feromagnetic al ambreiajelor și motoarelor de inducție, cu rotorul masiv neted*. Comunic. Acad. R.P.R., 12, 9, 1011—1019. (1962).
 3. A. NICOLAIDE : *Analiza neliniară a propagării cîmpului electromagnetic în piese feromagnetice*. Electrotehnica, 12, 9, 320—330 (1964).
 4. A. CUPȘA : *Curenți variabili în conductoare feromagnetice neliniare*. Electrotehnica, 15, 2, 45—55 (1967).
 5. L. R. NEIMAN : *Poverhnostnii efekt v ferromagnitnih telah*. Moskva, Gosenergoizdat, 1949.
 6. W. Mc LEAN : *Theory of Strong Electromagnetic Waves in Massive Iron*. Journal of Applied Physics, 25, 1267—1270 (1954).
 7. C. BĂLĂ și S. GHETĂRU : *Cîmpul magnetic alternativ tangențial în mediul feromagnetic*. Studii și cercetări de electrotehnică și energetică, 15, 2, 267—292 (1965).
 8. V. BUNEA : *Soluționarea ecuațiilor lui Maxwell în medii conductoare liniare și feromagnetice*. Electrotehnica, 14, nr. 10, p. 337—353, (1966).
 9. I. S. BRUK : *Teoria asinhronnogo dvigatelja s massivnim rotorom*. БЭ ТЭ No. 2, (1928).
-

METODA PENTRU DETERMINAREA TUTUROR SCHEMELOR CE PERMIT MĂSURAREA PUTERILOR, ACTIVĂ, REACTIVĂ ȘI DE NESIMETRIE ÎNTR-O REȚEA TRIFAZATĂ PURĂ, FĂRĂ NEUTRU ARTIFICIAL, LA DEZECHILIBRU DE CURENȚI

LAURIAN PREDA, MIHAI CREȚU*

Indicația unui wattmetru (contor) monofazat într-o rețea trifazată fără nul este funcție de modul de montare al aparatului [1, 2, 3], de re partiția curenților dezechilibrați pe faze precum și de succesiunea faze- lor [4, 5, 6, 7].

În lucrare se determină toate schemele de măsurare a puterilor activă, reactivă și de nesimetrie într-o rețea trifazată fără neutru arti- ficial, folosind în acest scop maximum patru wattmetre.

În cazul metodei de măsurare a puterilor într-o rețea trifazată fără nul artificial, un wattmetru monofazat poate fi montat în nouă moduri distincte, conform tabelului 1, în care s-au notat

Tabelul 1

	I_R	I_S	I_T
U_{RS}	a	b	c
U_{ST}	d	e	f
U_{TR}	g	h	i

indicațiile wattmetrului cu literele a b ... i.

Cum rețeaua are numai trei conductoare și totdeauna suma va- lorilor instantanee a celor trei curenți sau tensiuni de linie este nulă, conform legii I-a a lui Kirchhoff, între cele nouă indicații ale wattme- trului monofazat (tabelul 1) vor exista șase relații (1) [4, 7]: dintre care cinci sînt distincte

$$\begin{aligned} a + b + c &= 0 & a + d + g &= 0 \\ d + e + f &= 0 & b + e + h &= 0 \\ g + h + i &= 0 & c + f + i &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

* Institutul politehnic Iași.

Astfel cunoscând numai patru din indicațiile wattmetrului (a, b, ..., i) și rezolvînd sistemul de ecuații liniare (1) se pot determina toate indicațiile corespunzătoare tabelului 1.

Rezultă că numărul minim de echipaje necesare măsurătorii puterilor active, reactive și de nesimetrie [6] într-o rețea fără nul este de patru.

Notațiile din tabelul 1 sînt utile și pentru relevarea simplificată a diferitelor scheme clasice de măsurare a puterilor sau energiilor. Astfel binecunoscuta schemă Aron pentru măsurarea puterii active cu două echipaje și schema cu trei echipaje pentru măsurarea puterii reactive în cazul dezechilibrului de curenți se vor nota :

$$P = \begin{cases} a - f \\ i - b \\ b - g \end{cases} \quad \sqrt{3Q} = c + d + h \quad (2)$$

iar principalele montaje cunoscute [6] de măsurare a puterilor activă și reactivă de nesimetrie în același caz sînt :

$$p = \begin{cases} a - e \\ h - c \\ f - g \end{cases} \quad \sqrt{3q} = b + d + i \quad (3)$$

Cu ajutorul relațiilor (1) și plecînd de la schemele cunoscute (2), (3) vom determina toate montajele care cu patru echipaje permit măsurarea puterilor (energiilor) active (P), reactive (Q), active de nesimetrie (p) și reactive de nesimetrie (q). Ultimele puteri (p), (q) sînt necesare, pentru determinarea puterii totale de nesimetrie $S_{nes} = \sqrt{p^2 + q^2}$ [6].

Pentru aceasta inițial identificăm cu ajutorul tabelului 1, toate grupările posibile de cîte patru echipaje, din cele nouă montaje ale wattmetrului monofazat. Se obțin astfel 126 grupări conform tabelului 2.

Tabelul 2

abcd ; abce ; abcf ; ... bdec, bedf ... cdef ; cdeg ; ... defh ... efgh ; efgi ; ... fghi.

Dintre acestea se vor elimina grupările neindependente care diferă numai ca notație și se obțin prin permutarea în cele șase moduri posibile a fazelor (RST ; RTS ; STR ; SRT ; TRS ; TSR). Modificările notațiilor la permutarea fazelor sînt următoarele [8] :

Tabelul 3

Nr. crt.	Succesiunea fazelor	M o n t a j u l								
1	R.S.T.	a	b	c	d	e	f	g	h	i
2	R.T.S.	-g	-i	-h	-d	-f	-e	-a	-c	-b
3	S.T.R.	e	f	d	h	i	g	b	c	a
4	S.R.T.	-b	-a	-c	-h	-g	-i	-e	-d	-f
5	T.R.S.	i	g	h	c	a	b	f	d	e
6	T.S.R.	-f	-e	-d	-c	-b	-a	-i	-h	-g

Se obțin astfel din cele 126 de grupări (tabelul 2), numai 24 de grupări independente (tabelul 4) care reprezintă fizic toate variantele posibile de montare a patru echipaje fără neutru artificial într-o rețea cu trei conductoare :

Tabelul 4

abcd	abce	abcf	abde	abdf	abdg
abdh	abdi	abef	abeg	abei	abfi
acde	acdf	acdg	acdh	acdi	aceg
aceh	acei	acfg	acfh	acfi	acgh

Aceste 24 grupări independente conduc cu ajutorul relațiilor (1), (2), (3) la același număr de scheme ce pot măsura patru puteri (P , Q , p , q). Se observă însă că numai 16 din 24 grupări de câte patru echipaje determină în mod absolut puterile (P , Q , p , q), restul de opt grupări se reduc prin intermediul relațiilor (I) la montaje cu trei echipaje care nu pot determina toate mărimile (P , Q , p , q).

În tabelul 5 sînt prezentate final cele 16 grupări cu formulele de calcul ale puterilor active (P), reactive (Q) și de nesimetrie activă (p) și reactivă (q), iar în figura 1 se prezintă cele două posibilități de montare a wattmetrului monofazat, conform tabelului 1.

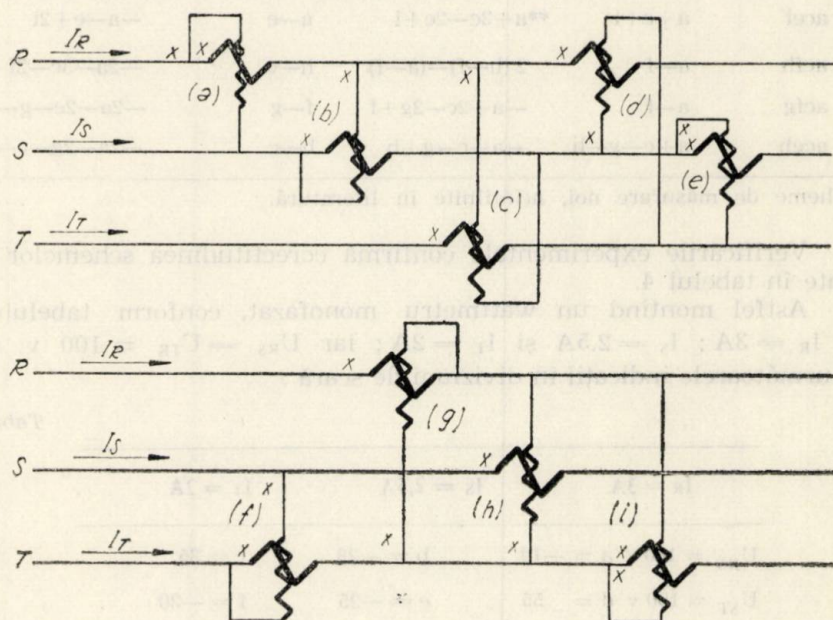


Fig. 1. Cele nouă moduri posibile de montare a wattmetrului într-o rețea fără fir neutru

Tabelul 5

Nr. crt.	Caracteristica montajului	P	3Q	p	3q
1	abde	$a+d+e$	$** -a-2b+d-e$	$a-e$	$a+2b+2d+e$
2	abdf	$a-f$	$-a-2b+2d+f$	$a+d+f$	$a+2b+d-f$
3	abdh	$(d-b)-(h-a)$	$(d-b)+(h-a)$	$a+b+h$	$a+b+2d-h$
4	abdi	$i-b$	$-b+2d-i$	$2a+b+d-i$	$b+d+i$
5	abef	$a-f$	$** -a-2b-2e-f$	$a-e$	$a+2b-e-2f$
6	abeg	$e-g$	$** -2a-2b-e-g$	$a-e$	$-a+2b-2g+e$
7	abei	$i-b$	$** -2a-3b-2e+i$	$a-e$	$-a+2i-e$
8	acde	$a+d+e$	$** 2c+a+d-e$	$a-e$	$-a-2c+2d+e$
9	acdf	$a-f$	$** 2c+2d+f$	$a+d+f$	$-a-2c+d-f$
10	acdh	$2a+c+d-h$	$c+d+h$	$h-e$	$-c+2d-h$
11	aedi	$a+c+i$	$** 2d+a+c-i$	$a+d-c-i$	$-a-c+d+i$
12	aceg	$e-g$	$2c-e-g$	$a-e$	$-3a-2c+e-2g$
13	acei	$a+c+i$	$** a+3c-2e+i$	$a-e$	$-a-e+2i$
14	acfh	$a-f$	$2(h-f)-(a-f)$	$h-c$	$-2a-3c-2f+h$
15	acfg	$a-f$	$-a+2c-2g+f$	$f-g$	$-2a-2c-g-f$
16	acgh	$a+c-g-h$	$-a+c-g+h$	$h-c$	$-2a-2g-c-h$

** Scheme de măsurare noi, neîntâlnite în literatură.

Verificările experimentale confirmă corectitudinea schemelor prezentate în tabelul 4.

Astfel montind un wattmetru monofazat, conform tabelului 1 când $I_R = 3A$; $I_S = 2,5A$ și $I_T = 2A$; iar $U_{RS} = U_{TR} = 100$ v, obținem următoarele indicații în diviziuni de scară :

Tabelul 6

$I_R = 3A$	$I_S = 2,5A$	$I_T = 2A$
$U_{RS} = 100$ v a = -12	b = -23	c = 35
$U_{ST} = 100$ v d = 55	e = -25	f = -30
$U_{TR} = 100$ v g = -43	h = 48	i = -5

(constanta wattmetrului fiind $K = 5,33 \text{ W/div.}$) din care rezultă :

$$P = a - f = 18 \text{ div.}$$

$$3Q = a + d + h = 138$$

$$p = a - e = 13$$

$$3q = b + d + i = 27$$

Cu datele prezentate în tabelul 6, se pot verifica oricare din schemele prezentate în tabelul 5, obținându-se de fiecare dată același rezultat pentru P, Q, p, q .

Spre exemplu la verificarea grupării acei se obține :

$$P = a + c + i = -12 + 35 - 5 = +18$$

$$3Q = a + 3c - 2e + i = -12 + 3 \cdot 25 - 5 = 138$$

$$p = a - e = 13$$

$$3q = 2i - a - e = 2(-5) - (-12) - (-25) = +27.$$

Concluzii

1. Într-un sistem trifazat cu trei conductoare, un wattmetru (conductor) monofazat se poate monta în nouă moduri diferite (tab. 1). Între cele nouă indicații există cinci ecuații de legătură.

2. Pentru măsurarea puterilor, activă, reactivă, precum și activă respectiv reactivă de nesimetrie sînt necesare minimum patru echipaje.

3. Există 24 scheme de măsurare diferite cu patru echipaje dintre care 16 grupări permit fiecare măsurarea simultană a puterilor activă (P), reactivă (Q), activă (p) și reactivă (q) de nesimetrie, folosind relații liniare între indicațiile celor patru wattmetre.

4. Metodologia simplă de abordare prezentată în lucrare este utilă pentru verificarea corectitudinii oricărei scheme de măsurare a puterilor (7), iar schemele prezentate (tab. 5) au avantajul că determină în același timp, ca relații liniare între indicațiile a numai pentru wattmetre, puterile P, Q, p și q , deci și puterea totală de nesimetrie $S_{\text{nes}} = p^2 + q^2$.

În literatură pentru măsurarea tuturor acestor mărimi se indică schema cu un număr mai mare de echipaje.

Abstract

According to a simple author's method, is releved all the possibilities of independent measuring of active, reactive and from unsymmetry powers using only four monophasic wattmeters. In this way is find 24 various networks in what 16 groups allow of simultaneous measurement of all the powers.

Bibliografie

1. A. BARBAGELATA : *Considerazioni fondamentali sulle misure nei sistemi trifasi*. L'Elettronica nr. 3, 1930, p. 57—61.
2. D. FRÄNKEL : *Folosirea metodei componentelor simetrice la măsurarea puterii respectiv energiei active și reactive în sisteme trifazate cu trei conductori*. Electrotehnica, anul III, nr. 2—3, 1955, p. 51—60.
3. M. PREDA și C. AMBROZIE : *Posibilități de măsurare a puterii reactive și a energiei reactive în rețele trifazate nesimetrice*. Electrotehnica, nr. 1, 1957, p. 19—27.
4. L. PREDA : *Analiza indicațiilor unui wattmetru monofazat, montat într-o rețea trifazată cu trei conductoare în regim dezechilibrat (simplu simetric), la modificarea nesimetriei rețelei*. Bul. I.P.I. tom. XII (XVI) fasc. 3—4, 1966.
5. L. PREDA : *Posibilități de măsurare simultană cu patru echipaje a puterilor active și reactive în rețele trifazate în regim dezechilibrat de curenți*. Bul. I.P.I. tom. XIII (XVII) fasc. 1—2, 1967.
6. L. PREDA : *Măsurarea puterii (energiei) de nesimetrie fără neutru artificial*. Bul. I.P.I. tom. XIII (XVII) fasc. 3—4 1967.
7. L. PREDA : *Posibilități de măsurare cu patru wattmetre monofazate a puterii active, reactive, aparente, de nesimetrie, precum și a gradului de nesimetrie în rețele trifazate cu trei conductoare*. Comunicare, sesiunea științifică a I.P.I. 28—30 sept. 1967.
8. L. PREDA : *Unele considerații noi asupra posibilităților de măsurare a puterilor energiilor și factorului de putere, în sisteme trifazate cu trei conductoare, în cazul dezechilibrului de curent*. Rezumatul tezei de doctorat, Iași, 1968.

Abstract

Abstract to a simple analysis method, is relevant all the possibilities of independent measurement of active, reactive and from wattmeter power using only four monophase wattmeters. In this way is that 24 various networks in which is known allow of simultaneous measurement of all the powers.

ECUAȚIILE DE FUNCȚIONARE ALE OSCILOMOTORULUI BIFAZAT REACTIV CU MIȘCARE RECTILINIE

CAROL SAAL

În lucrări anterioare ale autorului [1], [2], [3], s-a încercat stabilirea ecuațiilor de funcționare ale oscilomotorului bifazat sincron reactiv cu mișcare rectilinie, neținându-se seama de fluxul magnetic de dispersie; neglijându-se rezistența bobinelor de fază, s-a elaborat o teorie simplificată, care permitea însă să se tragă concluzii de ordin practic, referitoare la predeterminarea performanțelor oscilomotorului în fază de proiectare. Verificarea experimentală realizată pe un prototip a indicat o concordanță bună, pentru o atare teorie, între experiment și calcul [3].

În această lucrare se calculează principalele fluxuri magnetice de dispersie ale circuitelor magnetice de fază, stabilindu-se ecuațiile diferențiale generale de funcționare ale oscilomotorului studiat, care țin seama atât de fluxurile principale de dispersie, cât și de rezistențele electrice ale bobinelor de fază. Lucrarea se încheie prin diferite particularizări ale sistemelor de ecuații diferențiale aferente de funcționare.

1. IPOTEZE DE CALCUL

Se apreciază permeabilitatea porțiunilor feromagnetice ca infinită, neglijându-se astfel căderea de tensiune magnetică de-a lungul acestor porțiuni; această ipoteză se consideră apropiată de realitate, avînd în vedere întrefierurile utile importante, însumate cu cele transversale parazite.

Traseul liniilor de cîmp magnetic de dispersie, în alezajul static, se presupune rectiliniu și dirijat axial (figura 1). Bobinele de fază se presupun rectangulare, confecționate din materiale neferomagnetice, așa cum este cazul în practică. Se consideră că tensiunea magnetomotoare produsă de o bobină parcursă de curent este repartizată uniform în secțiunea sa.

Ōsilomotorul se apreciază ca avînd axa armăturii mobile drept axă de simetrie cilindrică ; se neglijează cuplajul magnetic dintre bobinele de fază I și II, foarte redus în practică.

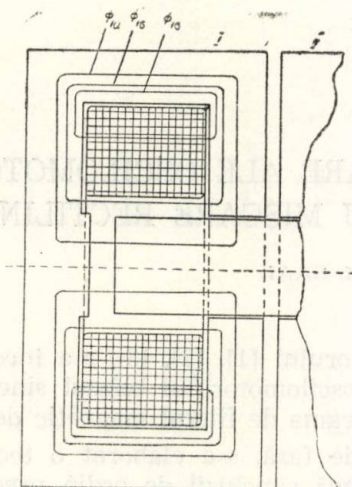


Figura 1

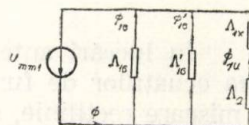


Figura 2

2. FLUXURILE DE DISPERSIE PRINCIPALE ALE OSCILOMOTORULUI

În afara liniilor de cîmp magnetic care trec prin întrefierul longitudinal util, aparținînd fluxului fascicular Φ_{1u} , există liniile de cîmp magnetic de dispersie indicate în figura 1, care aparțin fluxurilor magnetice de dispersie $\Phi_{1\sigma}$, $\Phi'_{1\sigma}$. Se observă că fluxurile $\Phi_{1\sigma}$ și $\Phi'_{1\sigma}$ nu contribuie la crearea forței electromagnetice axiale rezultante, care acționează asupra armăturii mobile.

3. SCHEMA MAGNETICĂ ECHIVALENTĂ

În figura 2 s-a redat schema magnetică echivalentă primei bobine de fază, deci corespunzătoare unei jumătăți a motorului, în concordanță cu fluxurile magnetice indicate anterior. S-au introdus notațiile :

- U_{mml} — tensiunea magnetomotoare a bobinei I ;
- $\Lambda_{1\sigma}, \Lambda'_{1\sigma}$ — permeanțele magnetice de dispersie, corespunzătoare fluxurilor magnetice fasciculare $\Phi_{1\sigma}, \Phi'_{1\sigma}$;
- Λ_a — permeanța magnetică a întrefierului transversal parazit (dintre armătura mobilă și polul statoric, figura 1) ;
- Λ_{1x} — permeanța magnetică corespunzătoare fluxului magnetic fascicular util Φ_{1u} .

Se consideră permeanțele magnetice $\Lambda_{1\sigma}$ și $\Lambda'_{1\sigma}$ ca alimentate de întreaga tensiune magnetomotoare U_{mm1} a primei bobine, ele trebuind determinate corespunzător acestei supoziții.

4. CALCULUL PERMEANTELOR DE DISPERSIE $\Lambda_{1\sigma}$, $\Lambda'_{1\sigma}$ ȘI A FLUXURILOR DE DISPERSIE $\Phi_{1\sigma}$, $\Phi'_{1\sigma}$

Calculul permeanțelor și fluxurilor de dispersie va fi efectuat recurgînd la considerente de ordin energetic, analoge cu cele expuse în lucrarea [4] pentru mașinile electrice unipolare.

Energia acumulată în cîmpul magnetic de dispersie din alezajul liber de oțel silicios al statorului unei bobine poate fi scrisă, avîndu-se în vedere densitatea volumetrică a acestei energii, sub forma :

$$W_{\sigma} = \frac{1}{2} \mu_0 \int_V H^2 dV, \quad (1)$$

μ_0 fiind constanta magnetică, H intensitatea cîmpului magnetic, iar V volumul alezajului considerat, care nu cuprinde armătura mobilă sau întrefierul util.

Într-un sistem de axe coordonate cilindric, r , φ , x , dispus cu axa x coincidînd cu axa armăturii mobile iar axa r perpendicular pe aceasta (figura 3 a), elementul de volum dV este

$$dV = r \cdot dr \cdot d\varphi \cdot dx$$

și deci egalitatea (1) devine :

$$W_{\sigma} = \frac{1}{2} \mu_0 \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \int_0^L H^2 r \cdot dr \cdot d\varphi \cdot dx, \quad (1')$$

deoarece limitele de variație ale lui φ sînt 0 și 2π , iar ale lui x sînt 0 și L (a se vedea figura 3 a).

4.1. Calculul mărimilor $\Lambda_{1\sigma}$, $\Phi_{1\sigma}$

Limitele de variație ale lui r în efectuarea integralei (1') corespunzătoare fluxului $\Phi_{1\sigma}$, cu linii de cîmp magnetic care trec numai prin conductoarele bobinei, sînt $r_1 = R_{bi}$, $r_2 = R_1$; folosind notațiile introduse în figura 3 a. Pe de altă parte, solenația Θ_{s1} , cuprinsă în interiorul tra-seului unei linii de cîmp a fluxului $\Phi_{1\sigma}$, variază liniar cu distanța r față de axul bobinei, rezultînd graficul din figura 3 b. Din considerente geometrice elementare, rezultă :

$$\Theta_{s1} = \frac{R_1 - r}{R_1 - R_{bi}} \cdot U_{mm1}. \quad (2)$$

Dacă traseul închis al unei linii de câmp al fluxului $\Phi_{1\sigma}$ este Γ , aplicarea legii circuitului magnetic, cu menținerea neglijării căderii de

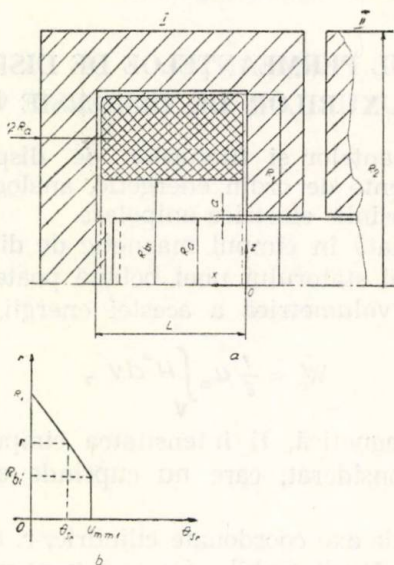


Figura 3

tensiune magnetică în porțiunile feromagnetice străbătute, permite scrierea relațiilor :

$$\oint_r \vec{H} \cdot d\vec{l} \approx H \int_0^L dx = HL = \theta_{sr} ,$$

deoarece H nu depinde de x în porțiunea liniei de câmp care trece prin bobină, r fiind constant. Având în vedere rezultatul (2), se obține :

$$H = \frac{1}{L} \cdot \frac{R_1 - r}{R_1 - R_{bi}} \cdot U_{mm1} , \quad (3)$$

cu care egalitatea (1') devine :

$$\begin{aligned} W_{1\sigma} &= \frac{1}{2} \mu_0 \int_{R_{bi}}^{R_1} \int_0^{2\pi} \int_0^L \frac{(R_1 - r)^2 U_{mm1}^2}{L^2 (R_1 - R_{bi})^2} \cdot r \cdot dr \cdot d\varphi \cdot dx = \\ &= \pi \mu_0 \frac{U_{mm1}^2}{L (R_1 - R_{bi})^2} \left(\frac{R_1^4}{12} - \frac{R_1^2 R_{bi}^2}{2} + \frac{2}{3} R_1 R_{bi}^3 - \frac{R_{bi}^4}{4} \right) . \end{aligned} \quad (4)$$

Relația precedentă poate fi transcrisă prin introducerea parametrului τ , real, pozitiv și subunitar :

$$\tau = R_{bi} / R_i . \quad (5)$$

Împărțind numărătorul și numitorul expresiei (4) prin R_i^2 , se obține :

$$W_{i\sigma} = \frac{\pi \mu_o U_{mm}^2 R_i^2}{L(1-\tau)^2} \left(\frac{1}{12} - \frac{\tau^2}{2} + \frac{2}{3} \tau^3 - \frac{\tau^4}{4} \right) = \frac{\pi \mu_o U_{mm}^2 R_i^2}{12L} (1 + 2\tau - 3\tau^2) . \quad (6)$$

Permeanța magnetică căutată $\Lambda_{i\sigma}$ trebuie să satisfacă relația energetică :

$$W_{i\sigma} = \frac{1}{2} U_{mm}^2 \Lambda_{i\sigma} ; \quad (7)$$

din compararea relațiilor (6) și (7), se deduce :

$$\Lambda_{i\sigma} = \frac{\pi \mu_o R_i^2}{6L} (1 + 2\tau - 3\tau^2) . \quad (8)$$

În sistemul internațional,

$$\pi \mu_o = 4\pi^2 10^{-7} \simeq 4 \cdot 10^{-6} [H/m] ,$$

încît permeanța magnetică de dispersie căutată devine :

$$\Lambda_{i\sigma} = \frac{2 \cdot 10^{-6} R_i^2}{3L} (1 + 2\tau - 3\tau^2) \quad [Wb/A \cdot sp] . \quad (8')$$

Fluxul de dispersie se calculează imediat :

$$\Phi_{i\sigma} = U_{mm} \Lambda_{i\sigma} . \quad (9)$$

În intervalul $\tau \in (0,1)$, permeanța magnetică $\Lambda_{i\sigma}$ admite un maximum. Într-adevăr :

$$\frac{d\Lambda_{i\sigma}}{d\tau} = 0 \rightarrow \tau = \frac{1}{3} = 0,33 ,$$

cu care

$$(\Lambda_{i\sigma})_{max} = (\Lambda_{i\sigma})_{\tau = \frac{1}{3}} = \frac{8 \cdot 10^{-6} R_i^2}{27L} [Wb/A \cdot sp] \quad (10)$$

4.2. Calculul mărimilor Λ'_{σ} , Φ'_{σ}

Liniiile fluxului de dispersie Φ'_{σ} înlanțuiesc în permanență întreaga bobină (figura 1), deci tensiunea magnetomotoare nu depinde de r , fiind egală cu U_{mm1} ; coordonata r variază între limitele

$$r_1 = R_a ; \quad r_2 = R_{bi} .$$

Energia acumulată în cîmpul magnetic din spațiul corespunzător permeanței Λ'_{σ} va fi :

$$W'_{\sigma} = \frac{1}{2} \mu_o \int_{R_a}^{R_{bi}} \int_0^{2\pi} \int_0^L H^2 r . dr . d\varphi . dx . \quad (11)$$

Deoarece intensitatea cîmpului magnetic este

$$H = \frac{U_{mm1}}{L} \quad (12)$$

relația (11) devine :

$$W'_{\sigma} = \frac{1}{2} \frac{\pi \mu_o}{L} U_{mm1}^2 (R_{bi}^2 - R_a^2) .$$

Introducînd parametrul real, pozitiv și subunitar

$$\lambda = R_a / R_{bi}$$

și făcînd uz și de egalitatea (5), se obține :

$$W'_{\sigma} = \frac{\pi \mu_o}{2L} U_{mm1}^2 R_{bi}^2 (\tau^2 - \lambda^2) = \frac{2 \cdot 10^{-6}}{L} U_{mm1}^2 R_{bi}^2 (\tau^2 - \lambda^2) . \quad (13)$$

Însă aceeași energie trebuie să fie :

$$W'_{\sigma} = \frac{1}{2} U_{mm1}^2 \Lambda'_{\sigma} ;$$

permeanța căutată Λ'_{σ} rezultă prin compararea cu relația (13) :

$$\Lambda'_{\sigma} = \frac{\pi \mu_o}{L} R_{bi}^2 (\tau^2 - \lambda^2) = \frac{4 \cdot 10^{-6}}{L} R_{bi}^2 (\tau^2 - \lambda^2) [Wb/A \cdot sp] . \quad (13')$$

Fluxul de dispersie Φ'_{σ} are expresia :

$$\Phi'_{\sigma} = U_{mm1} \Lambda'_{\sigma} . \quad (14)$$

5. FLUXUL FASCICULAR TOTAL DE DISPERSIE

Cu notațiile introduse în capitolul 2, fluxul fascicular total de dispersie este :

$$\phi_{\sigma} = \phi_{1\sigma} + \phi'_{1\sigma} \quad (15)$$

Permeanța magnetică totală de dispersie poate fi scrisă, cu bună aproximație pentru curse mici ale armăturii mobile față de întrefierul longitudinal util de repaus :

$$\begin{aligned} \Lambda_{\sigma} &= \Lambda_{1\sigma} + \Lambda'_{1\sigma} = \frac{\pi \mu_0 R^2}{6L} (1 + 2\tau + 3\tau^2 - 6\lambda^2) = \\ &= \frac{2 \cdot 10^{-6}}{3L} R^2 (1 + 2\tau + 3\tau^2 - 6\lambda^2) \quad [Wb/A \cdot sp]. \end{aligned} \quad (16)$$

Acestui flux de dispersie îi corespunde inductivitatea de dispersie :

$$L_{\sigma} = w^2 \Lambda_{\sigma},$$

w reprezentînd numărul de spire al bobinei. Fluxul total de dispersie va fi :

$$\phi_{\sigma} = \frac{U_{mm} L_{\sigma}}{w^2} = U_{mm} \Lambda_{\sigma}. \quad (17)$$

6. DEDUCEREA ECUAȚILOR DE FUNCȚIONARE ALE OSILOMOTORULUI

6.1. Mărimile care apar în calcul

În afară de ipotezele de calcul admise în capitolul 2, se va mai presupune un întrefier parazit transversal a constant, iar oscilomotorul va fi considerat echipat cu resort.

Întrefierile longitudinale utile nu sînt egale simultan între ele în cele două bobine ; dacă l_0 reprezintă întrefierul longitudinal corespunzător unei poziții medii a armăturii mobile, iar x deplasarea față de această poziție a armăturii mobile, aceste întrefieruri vor fi $l_0 + x$, respectiv $l_0 - x$. Se vor nota cu indicele j (j=1, 2) mărimile aferente celor două jumătăți de motor, corespunzătoare celor două faze ale acestuia.

Schema magnetică echivalentă pe faza j, este cea din figura 4. În această figură s-au introdus notațiile :

$$U_{mmj} = w i_j , \quad (18)$$

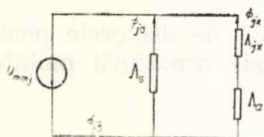


Figura 4

care reprezintă tensiunea magnetomotoare a bobinei j, i_j fiind curentul instantaneu, iar :

Λ_a, Λ_{jx} — permeanțele magnetice corespunzătoare respectiv întrefierului parazit transversal și celui util longitudinal ;

Φ_{jx}, Φ_σ — fluxurile magnetice fasciculare util, respectiv de dispersie.

Cu cotele din figura 3 a, se obține :

$$\Lambda_\sigma = \frac{\mu_o S_\sigma}{l} = \frac{2,4\pi R_\sigma^2 \mu_o}{l} , \quad (19)$$

S_a reprezentînd suprafața de trecere a fluxului magnetic prin întrefierul transversal parazit ($a \ll R_a$). Permeanțele corespunzătoare întrefierelor utile longitudinale sînt :

$$\Lambda_{lx} = \frac{\mu_o k_u S_f}{l_o + x} = \frac{\pi k_u R_\sigma^2 \mu_o}{l_o + x} ; \quad \Lambda_{lx} = \frac{\mu_o k_u S_f}{l_o - x} = \frac{\pi k_u R_\sigma^2 \mu_o}{l_o - x} , \quad (20)$$

S_f fiind suprafața secțiunii transversale a armăturii mobile, iar k_u un coeficient care ține seama de umflarea liniilor de cîmp, care poate fi apreciat constant pentru curse mici ale armăturii mobile în raport cu întrefierul de repaus util l_o .

În ce privește permeanța magnetică de dispersie Λ_σ , ea poate fi determinată cu ajutorul relației (16). Fluxul magnetic fascicular de dispersie $\Phi_{j\sigma}$ este dat de relația :

$$\Phi_{j\sigma} = U_{mmj} \Lambda_\sigma = w i_j \Lambda_\sigma . \quad (21)$$

Fluxul fascicular total al bobinei j va fi :

$$\Phi_{jb} = \Phi_{j\sigma} + \Phi_{jx} . \quad (22)$$

Însă fluxurile magnetice utile Φ_{jx} , care intervin nemijlocit în calculul forței electromagnetice rezultante axiale, au expresia :

$$\Phi_{jx} = U_{mmj} \frac{\Lambda_a \Lambda_{jx}}{\Lambda_a + \Lambda_{jx}} = k_{ja} (w i_j) \Lambda_{jx} ,$$

unde :

$$k_{ja} = \Lambda_a / (\Lambda_a + \Lambda_{jx}) .$$

Conform celor demonstrate în [3], p. 7, cum a/l_0 este foarte mic, dacă $A_r = X_{mr}/l_0$, X_{mr} fiind amplitudinea deplasării armăturii mobile față de poziția de repaus, cu cît A_r este mai apropiat de zero, deci cu cît amplitudinea deplasării armăturii mobile va fi mai mică, coeficienții k_{ja} vor varia cu atît mai apropiat de o valoare medie k_a , subunitară, a cărei valoare depinde de a/l_0 și A_r . Așadar se poate aprecia că fluxurile fasciculare utile sînt :

$$\Phi_{jx} = k_a (w i_j) \Lambda_{jx} . \quad (23)$$

Coeficientul de dispersie poate fi și el calculat :

$$k_{\sigma} = \frac{\Phi_{jb}}{\Phi_{jx}} = 1 + \frac{\Lambda_{\sigma}}{k_a \Lambda_{jx}} = 1 + k_{\sigma\sigma} (l_0 + x) , \quad (24)$$

cu :

$$k_{\sigma\sigma} = \Lambda_{\sigma} / [k_a k_u \mu_0 S_f] .$$

6.2. Ecuațiile de funcționare ale oscilomotorului

Din cele expuse anterior, pare rațională, la acest tip de oscilomotor, determinarea unui sistem de ecuații diferențiale în care funcțiile căutate să fie fluxurile magnetice fasciculare Φ_{jx} , utile, cît și deplasarea x a armăturii față de poziția sa de repaus, de permeanță magnetică utilă medie.

Ecuațiile de echilibru al tensiunilor se obțin prin aplicarea legii inducției electromagnetice, combinată cu legea lui Ohm, pe contururile închise formate de liniile mediane ale conductoarelor bobinelor de fază și o linie a tensiunii la borne :

$$R i_j + w \frac{d\Phi_{jb}}{dt} = R l_j + w \frac{d\Phi_{j\sigma}}{dt} + w \frac{d\Phi_{jx}}{dt} = u_j , \quad (25)$$

avînd în vedere egalitatea (22).

Din relațiile (23), combinate cu relațiile (20), se deduc expresiile curenților din cele două bobine :

$$i_1 = \frac{\phi_{1x}(l_0 + x)}{k_a \mu_0 S_f w} \quad i_2 = \frac{\phi_{2x}(l_0 - x)}{k_a \mu_0 S_f w} \quad (26)$$

Dacă se notează cu B mărimea constantă

$$B = (k_a \mu_0 S_f w)^{-1}, \quad (27)$$

curenții și derivatele lor în raport cu timpul devin :

$$i_j = B l_0 \phi_{jx} + (-1)^{j+1} B x \phi_{jx}; \quad (28)$$

$$\frac{di_j}{dt} = B l_0 \frac{d\phi_{jx}}{dt} + (-1)^{j+1} B \phi_{jx} \cdot \frac{dx}{dt} + (-1)^{j+1} B x \frac{d\phi_{jx}}{dt}. \quad (29)$$

Pe de altă parte, din relațiile (21) rezultă :

$$\frac{d\phi_{j\sigma}}{dt} = w \Lambda_\sigma \frac{di_j}{dt}.$$

Cu aceste rezultate intermediare, ecuațiile (25) devin :

$$R i_j + w^2 \Lambda_\sigma \frac{di_j}{dt} + w \frac{d\phi_{jx}}{dt} = u_j. \quad (30)$$

Eliminarea mărimilor i_j , di_j/dt între ecuațiile (28), (29), (30), conduce la :

$$B l_0 R \phi_{jx} + (-1)^{j+1} B R x \phi_{jx} + B l_0 w^2 \Lambda_\sigma \frac{d\phi_{jx}}{dt} + (-1)^{j+1} B w^2 \Lambda_\sigma \phi_{jx} \cdot \frac{dx}{dt} + (-1)^{j+1} B w^2 \Lambda_\sigma x \frac{d\phi_{jx}}{dt} + w \frac{d\phi_{jx}}{dt} = u_j. \quad (31)$$

Fie tensiunile de fază :

$$u_1 = U_m \cos \omega t; \quad u_2 = U_m \sin \omega t; \quad (32)$$

cu acestea, ecuațiile (31) furnizează :

$$BR(t_0 + x) \dot{\phi}_{1x} + w [Bw \Lambda_\sigma (t_0 + x) + 1] \frac{d\phi_{1x}}{dt} + Bw^2 \Lambda_\sigma \phi_{1x} \cdot \frac{dx}{dt} = U_m \cos \omega t ;$$

$$BR(t_0 - x) \dot{\phi}_{2x} + w [Bw \Lambda_\sigma (t_0 - x) + 1] \frac{d\phi_{2x}}{dt} - Bw^2 \Lambda_\sigma \phi_{2x} \cdot \frac{dx}{dt} = U_m \sin \omega t .$$

Dacă se introduc notațiile :

$$C = \frac{R}{w^2 \Lambda_\sigma} ; \quad D = \frac{U_m}{Bw^2 \Lambda_\sigma} = \frac{U_m k_\sigma \mu_0 S_f}{w \Lambda_\sigma} ; \quad K = (Bw \Lambda_\sigma)^{-1} ,$$

prin transformări elementare ecuațiile (33) capătă forma :

$$[(t_0 + x) + K] \frac{d\phi_{1x}}{dt} + C(t_0 + x) \phi_{1x} + \phi_{1x} \cdot \frac{dx}{dt} = D \cos \omega t ;$$

$$[(t_0 - x) + K] \frac{d\phi_{2x}}{dt} + C(t_0 - x) \phi_{2x} - \phi_{2x} \cdot \frac{dx}{dt} = D \sin \omega t .$$

Ecuațiilor (35) li se adaugă ecuația de mișcare a echipajului mobil :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \rho \frac{dx}{dt} + \gamma x = n(\phi_{2x}^2 - \phi_{1x}^2) = f_{em}/m ,$$

f_{em} reprezentînd forța electromagnetică longitudinală rezultantă, care acționează asupra armăturii mobile, iar

$$\gamma = k_r/m ; \quad \rho = \beta/m ; \quad n = (2m\mu_0 S_f)^{-1} ;$$

aici m , β , k_r reprezintă respectiv masa, rezistența viscoasă de frecare și rigiditatea resortului, echivalente echipajului mobil al oscilomotorului. Odată determinate funcțiile $x(t)$, $\Phi_{jx}(t)$, curenții din bobine rezultă imediat din egalitățile (26).

Se remarcă imediat că sistemul de ecuații diferențiale (35), (36) nu este integrabil exact, datorită produselor de funcții necunoscute care intervin în componența acestor ecuații.

7. CAZURI PARTICULARE ALE SISTEMULUI DE ECUAȚII DE FUNCȚIONARE

În cele ce urmează se va prezenta sistemul de ecuații diferențiale care descriu funcționarea oscilomotorului studiat, în diferite cazuri particulare importante. Se vor examina în special ecuațiile care rezultă din ecuațiile (35), ecuația de mișcare (36) fiind considerată sub forma ei generală. De altfel, greutatea în integrarea sistemului de ecuații diferențiale sînt introduse de ecuațiile (35), nu de ecuația de mișcare (36).

7.1. Flux de dispersie neglijabil, rezistențele bobinelor nenule

În acest caz $\Lambda_{\sigma} \approx 0$; ecuațiile (35) trebuie înlocuite cu (33), în care se anulează permeanța de dispersie; se obține :

$$\begin{aligned} BR(l_o + x) \phi_{1x} + w \frac{d\phi_{1x}}{dt} &= U_m \cos \omega t ; \\ BR(l_o - x) \phi_{2x} + w \frac{d\phi_{2x}}{dt} &= U_m \sin \omega t . \end{aligned} \quad (38)$$

Nici în acest caz particular nu se poate trece la o integrare exactă a sistemului obținut.

7.2. Flux de dispersie și rezistențele bobinelor neglijabile

Cu aceste presupuneri îndeplinite, în ecuațiile (33) se face $\Lambda_{\sigma} = 0$, $R = 0$, rezultînd :

$$w \frac{d\phi_{1x}}{dt} = U_m \cos \omega t ; \quad w \frac{d\phi_{2x}}{dt} = U_m \sin \omega t . \quad (39)$$

Integrarea ecuațiilor (39) dă imediat, în regim stabilizat :

$$\phi_{1x} = \frac{U_m}{w\omega} \cdot \sin \omega t ; \quad \phi_{2x} = - \frac{U_m}{w\omega} \cdot \cos \omega t . \quad (40)$$

Cu aceste expresii pentru Φ_{1x} și Φ_{2x} , ecuația de mișcare (36) se transformă în :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \rho \frac{dx}{dt} + \gamma x = F_m' \cos 2\omega t, \quad (41)$$

unde :

$$F_m = \frac{F_m'}{m} = \frac{1}{m} \cdot \frac{U_m^2}{2\mu_0 S_f \omega^2 w^2}, \quad (42)$$

F_m avînd semnificația amplitudinii forței electromagnetice longitudinale rezultante, în regim stabilizat, care se exercită asupra armăturii mobile a oscilomotorului.

Acest caz a fost dezvoltat în lucrarea [1], în ipoteza simplificatoare că oscilomotorul nu este prevăzut cu resort, cît și în lucrările [2], [3]. În aceste lucrări s-a trecut la elaborarea unei teorii simplificate a oscilomotorului, destul de bine verificată experimental.

7.3. Flux de dispersie nenul, rezistențele bobinelor neglijabile

În acest caz se vor face $R = 0$, $C = 0$, cu care ecuațiile (35) iau înfățișarea :

$$\begin{aligned} [(l_0 + x) + k] \frac{d\phi_{1x}}{dt} + \phi_{1x} \cdot \frac{dx}{dt} &= D \cdot \cos \omega t; \\ [(l_0 - x) + k] \frac{d\phi_{2x}}{dt} - \phi_{2x} \cdot \frac{dx}{dt} &= D \cdot \sin \omega t. \end{aligned} \quad (43)$$

7.4. Rezistențele bobinelor nenule, flux de dispersie neglijabil

În ipotezele $R \neq 0$, $\Lambda_\sigma = 0$, se obțin ecuațiile de tensiuni :

$$\begin{aligned} BR(l_0 + x) \phi_{1x} + w \frac{d\phi_{1x}}{dt} &= U_m \cos \omega t; \\ BR(l_0 - x) \phi_{2x} + w \frac{d\phi_{2x}}{dt} &= U_m \sin \omega t. \end{aligned} \quad (44)$$

7.5. Observații

În afara cazului 7.2. celelalte cazuri particulare nu duc la sisteme integrabile exact, datorită produselor de funcții necunoscute care se mențin. Într-o anexă de calcul, în [1] s-au calculat soluții prin dezvoltări în serii de puteri, pentru ecuațiile (44) la care s-a adăugat ecuația de mișcare corespunzătoare absenței unui resort echivalent al echipajului mobil (ecuația (41), în care se face $\gamma = 0$).

8. Concluzii

Bazat pe considerente de ordin energetic, în lucrare s-au dedus formule de calcul relativ simple pentru determinarea fluxurilor magnetice de dispersie ale oscilomotorului bifazat sincron reactiv cu mișcare rectilinie. S-au determinat ecuațiile diferențiale ale sistemului care descrie comportarea oscilomotorului. Se constată că dacă se ține seama de fluxurile de dispersie ale oscilomotorului, cât și de rezistențele electrice ale bobinelor de fază ale acestuia, sistemul de ecuații diferențiale obținut nu poate fi integrat exact. În diferite cazuri particulare această concluzie se menține, cu excepția cazului 7.2 care a fost tratat anterior și care a permis dezvoltarea unei teorii simplificate a motorului [2], [3].

Abstract

In this paper the main magnetic leakage fluxes of the magnetic phase paths of the biphas reactive oscillomotor, with linear movement, are calculated. It was established the general equations system, which is able to describe the oscillomotor operation; the obtained system cannot be directly integrated. This conclusion remains valuable in different particular cases, excepting the particular case of the magnetic leakage fluxes and of the phase coils resistances both equal to zero. The last particular case was previously considered and developed, resulting a simplified theory of the studied oscillomotor.

Bibliografie

1. SAAL, C.: *Contribuții la studiul funcționării oscilomotorului bifazat sincron*. Șt. cerc. energ. electr., 17, 1967, 4, pp. 721—739.
2. SAAL, C.: *Study of an Oscillating Synchronous Linear Motor (1)*. Bul. Inst. polit. Iași, serie nouă, XIII (XVII), 1967, fasc. 1—2, pp. 345—363.
3. SAAL, C.: *Studii privind acționările electromecanice cu motoare liniare cu mișcare alternativă*. Rezumatul tezei de disertație, Iași, 1968.
4. BERTINOV, A. I., ALIEVSKII, B. L.: *Magnitnoe rasseivanie v unipoliarnih mašinah postoiannogo toka*. Beskontaktnie i unipoliarnie elektriceskie mașini, Mașinostroenie, Moskva, 1966, pp. 153—164.

DETERMINAREA MODULULUI DE ELASTICITATE PRIN VIBRAȚII LONGITUDINALE FORȚATE PRODUSE PE CALE ELECTROACUSTICĂ

E. DÎMBOIU

Încercărilor la vibrații ale solidelor, denumite și încercări în regim dinamic, practic încercări nedistructive, li se acordă importanță din ce în ce mai mare în scopul determinării constantelor elastice [1, 4, 5, 6, 7, 8, 11, 12, 13, 20].

În cele ce urmează ne vom ocupa de determinarea modulului de elasticitate din vibrații longitudinale, utilizînd o metodă de rezonanță. Această metodă permite determinarea modulului de elasticitate din frecvența de vibrație, densitatea materialului încercat și lungimea epruvetei. Modulul de elasticitate poate fi determinat și din încercări statice față de care metoda utilizată în lucrare are avantaje în ceea ce privește rapiditatea, comoditatea și precizia măsurilor.

1. CONSIDERAȚII TEORETICE [1, 2, 3, 4, 7, 8, 10, 13, 14].

Pentru determinarea modulului de elasticitate din vibrații longitudinale forțate la o bară de secțiune constantă, lungimea l , densitate ρ și avînd frecvența de vibrație (frecvența oscilației proprii) f_n^{long} , se utilizează relațiile:

$$E = \frac{4l^2 \rho}{n^2} (f_n^{\text{long}})^2, \quad (1)$$

pentru o bară liberă la un capăt și încastrată la celălalt ($n = 1, 3, 5 \dots$). ($n = 1, 2, 3 \dots$), și

$$E = \frac{16l^2 \rho}{n^2} (f_n^{\text{long}})^2, \quad (2)$$

pentru o bară liberă la un capăt și încastrată la celălalt ($n = 1, 3, 5 \dots$).

Relațiile (1) și (2) s-au obținut în ipoteza că orice secțiune transversală plană a barei rămîne plană și în timpul vibrației și că tensiunea este distribuită uniform pe secțiune.

Poziția nodurilor la o bară liberă la ambele capete în unități 1 se determină cu expresia :

$$x_n = \frac{2z-1}{2n} l \quad (z = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3)$$

Expresia (3) este valabilă și în cazul unei bare încastrate la ambele capete cu condiția ca nodurile să fie considerate ventre (antinoduri) și invers.

Pentru o bară liberă la un capăt și încastrată la celălalt, în relația (3) se va înlocui „n” cu $\frac{2n-1}{2}$.

În figura 1 sînt redată curbele $\frac{u}{u_m}$ în funcție de $\frac{x}{l}$, adică curbele elongației de-a lungul barei pentru primele trei armonice la o bară liberă

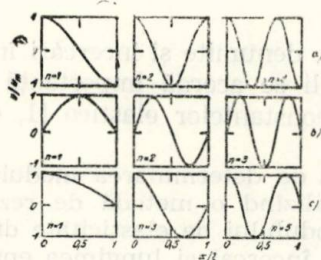


Fig. 1. Curbele elongației — distanță, la vibrații longitudinale :

a) bară liberă la ambele capete ; b) bară încastrată la ambele capete ; c) bară liberă la un capăt și încastrată la celălalt capăt.

la ambele capete, o bară încastrată la ambele capete și o bară liberă la un capăt și încastrată la celălalt, vibrînd armonic (u reprezintă elongația punctelor unei secțiuni a barei la momentul t , iar x distanța de la un capăt al barei pînă la secțiunea considerată).

Formulele (1) și (2) au un caracter aproximativ datorită ipotezei că secțiunile transversale plane ale barei rămîn plane și după trecerea undelor de tensiune, iar tensiunea rămîne uniform distribuită pe orice secțiune transversală. În realitate, alungirile axiale și scurtările elementelor de bară sînt însoțite de micșorări sau creșteri ale secțiunilor transversale, iar raportul dintre deformațiile transversale și cele axiale este egal cu coeficientul lui Poisson, μ . Această mișcare transversală provoacă o distribuție neuniformă a tensiunilor în secțiunea transversală a barei, astfel că secțiunile transversale se deformează.

Formulele amintite se pot aplica barelor de orice secțiune transversală cu condiția ca raportul dintre lungimea barei l și diametrul d sau raza r (la bara cilindrică) să fie mare.

Dacă raportul dintre l și d este mic, apar atît unde longitudinale cît și unde transversale, frecvența de vibrație fiind afectată de coeficientul lui Poisson. Energia totală de vibrație este suma energiei de deformație și a energiei cinetice a mișcărilor longitudinală și laterală. Pe

această bază, Rayleigh a obținut următoarea formulă corijată care se aplică pentru mișcări laterale în bare de secțiune circulară, libere la ambele capete sau încastrate la ambele capete :

$$f_{n \text{ cor}}^{\text{long}(o)} = f_n^{\text{long}(o)} \left(1 + n^2 \frac{\pi^2}{4} \mu^2 \frac{r^2}{e^2}\right) = f_n^{\text{long}(o)} \left(1 + n^2 \frac{\pi^2}{16} \mu^2 \frac{d^2}{e^2}\right), \quad (4)$$

$$(n=1, 2, 3 \dots)$$

unde $f_{n \text{ cor}}^{\text{long}(o)}$ este frecvența limită pentru o bară foarte lungă, $f_n^{\text{long}(o)}$ este frecvența observată, iar r , respectiv d , sînt raza, respectiv diametrul barei.

Pentru o bară de secțiune transversală dreptunghiulară cu lățimea b și înălțimea a , factorul de corecție este :

$$1 + n^2 \frac{\pi^2}{24} \mu^2 \frac{a^2 + b^2}{e^2}. \quad (5)$$

La măsurări exacte ale modulului de elasticitate trebuie să se țină seama de corecția Rayleigh care se traduce prin introducerea unor factori de corecție. În acest caz :

$$E_{\text{cor}} = K \cdot E, \quad (6)$$

unde E este modulul de elasticitate dat de relația (1) sau de relația (2). Factorii de corecție sînt :

$$K_n^{\text{long}(o)} = 1 + n^2 \frac{\pi^2}{8} \mu^2 \frac{d^2}{e^2}, \quad (n=1, 2, 3 \dots)$$

$$(7)$$

$$K_n^{\text{long}(\square)} = 1 + n^2 \frac{\pi^2}{12} \mu^2 \frac{a^2 + b^2}{e^2}. \quad (n=1, 2, 3 \dots)$$

$$(8)$$

Din relațiile (1) și (2) prin utilizarea formulelor de corecție (7) și (8), rezultă pentru bare de secțiune circulară :

$$E = K_n^{\text{long}(o)} \cdot 4 \rho \cdot \frac{e^2}{n^2} \cdot (f_n^{\text{long}(o)})^2 \quad (n=1, 2, 3 \dots)$$

$$(9)$$

iar pentru bare de secțiune dreptunghiulară :

$$E = K_n^{\text{long}(\square)} \cdot 4 \cdot \rho \cdot \frac{e^2}{n^2} (f_n^{\text{long}(\square)})^2 \quad (n=1, 2, 3 \dots)$$

$$(10)$$

În relațiile de mai sus, E rezultă în $\frac{N}{m^2}$, dacă ρ este exprimat în $\frac{kg}{m^3}$, l în m și evident f în Hz.

Se poate considera cu o bună aproximație în cele mai multe cazuri,

$$K_{long} = 1.$$

Relațiile stabilite pentru bare de secțiune circulară sînt valabile și pentru tuburi. În toate relațiile în acest caz, se va înlocui diametrul barei prin mărimea :

$$d = \sqrt{d_e^2 - d_i^2}, \quad (11)$$

unde d_e este diametrul exterior, iar d_i — diametrul interior al tubului.

2. METODELE DE STUDIU ALE VIBRAȚIILOR LONGITUDINALE [1, 2, 4, 5, 6, 7, 8, 11, 13, 14, 17, 18].

La vibrații longitudinale pot fi supuse toate solidele la care pot fi excitate oscilații proprii.

Epruvetele dimensionate în mod corespunzător sînt excitate la oscilații proprii longitudinale cu ajutorul unor sisteme de excitare electromecanice. Cu sisteme de recepție corespunzătoare se înregistrează oscilația proprie respectivă și după o amplificare suficientă se măsoară foarte exact cu un dispozitiv de măsurat electronic. Modulul de elasticitate se calculează în general pe baza primei armonice.

Excitarea epruvetelor la oscilații și înregistrarea oscilațiilor se poate face prin mai multe procedee. În cele ce urmează ne vom referi exclusiv la metodele ce utilizează traductoare electromagnetice și traductoare piezoelectrice.

În primul caz, aplicat mai ales metalelor feromagnetice, la ambele capete ale epruvetei se montează axial două traductoare electromagnetice identice, unul de excitație (generator) și altul de recepție (fig. 2 a). Ele sînt fixate pe suport și pot fi deplasate în așa fel încît de la caz la caz au distanța cea mai favorabilă față de epruvetă.

Traductoarele electromagnetice (de exemplu căști telefonice) sînt formate dintr-un magnet permanent în formă de U care este prevăzut cu o bobină. La traductorul de excitare, bobina este alimentată de un generator de frecvență. Cîmpului magnetic produs de magnetul permanent i se suprapune cîmpul magnetic alternativ al bobinei care excită la oscilații epruveta (oscilațiile electrice sînt transformate în vibrații mecanice). Pe de altă parte oscilațiile unei bare de metal feromagnetic provoacă variații ale fluxului magnetic al magnetului permanent a traductorului receptor, fapt datorită căruia în bobina acestui traductor se induce tensiuni electromotoare armonice, a căror frecvență este proporțională cu amplitudinea de oscilare a epruvetei.

La al doilea procedeu, traductoarele piezoelectrice identice (de exemplu doze de picup) sînt dispuse axial la capetele epruvetei (ating mijlocul secțiunilor de la capetele epruvetei) (fig. 2 c). Traductorul generator este excitat de un generator de frecvență la oscilații mecanice care se transmit epruvetei și sînt transformate de traductorul receptor în oscilații electrice. Apare deci o tensiune electrică armonică a cărei amplitudine este proporțională cu amplitudinea de oscilare a epruvetei.

Comportarea la vibrație a unei epruvete este cu atît mai puțin influențată de prinderea însăși, cu cît mai exact este așezată în nodul sau nodurile de oscilare, dar în unele cazuri nici această așezare nu este critică.

În general epruveta se suspendă pe liniile nodurilor pe fire de oțel bine întinse sau în lațuri de sîrmă de cupru sau chiar ață.

Pot fi excitate cu traductoare electromagnetice și bare din materiale neferomagnetice dacă de capete se sudează, se înșurubează sau se lipesc, după caz, plăcuțe foarte subțiri din metale magnetice. În acest caz se produce o mărire a amortizării epruvetelor, astfel că această metodă se potrivește numai pentru epruvete puternic amortizate cum sînt masele plastice.

Un caz important pentru care pot fi folosite traductoarele electromagnetice este măsurarea pe epruvete din metale neferoase bune conductoare de electricitate slab amortizate (fig. 2 a). În acest caz prin cîmpul magnetic alternativ al bobinei traductorului de excitație se produc curenți turbionari în epruvetă, care produc un cîmp magnetic de sens contrar cîmpului principal. Astfel se exercită un efect de forță asupra epruvetei, care o excită la oscilații. Pe de altă parte epruveta execută oscilații în cîmpul magnetic permanent al traductorului receptor, în epruvetă se induce curenți turbionari al căror cîmp alternativ induce în bobina traductorului o tensiune electromotoare armonică.

Față de traductoarele electromagnetice, traductoarele piezoelectrice sînt ceva mai sensibile față de zgomot și în general măsurările sînt mai pretențioase, în special cînd se urmărește măsurarea amortizării. În plus la utilizarea lor există pericolul apariției armonicilor.

3. MĂSURĂRI EFECTUATE

Schema electrică a instalației utilizate pentru determinarea modului de elasticitate din frecvența vibrațiilor forțate longitudinale (metoda rezonanței) a epruvetei este redată în figura 2.

În figura 2 a, generatorul de frecvență 4 produce tensiune sinusoidală reglabilă ca amplitudine și frecvență, dar a cărei putere de ieșire este mică și impune de multe ori utilizarea în schemă a amplificatorului de putere 5. Transformarea oscilațiilor electrice în unde elastice în epruveta de fier 1, fixată la mijloc, se face prin intermediul traductorului electromagnetic de excitație 2. Oscilațiile elastice ale epruvetei vor fi transformate de traductorul electromagnetic receptor 3 sub forma unei tensiuni electromotoare armonice.

Epruveta va avea vibrații puternice atunci cînd frecvența tensiunii oscilatorului va coincide cu frecvența de oscilație proprie a epruvetei, ceea ce are loc la rezonanță, pentru prima armonică.

De la traductorul receptor, oscilațiile electrice se aplică la intrarea amplificatorului de tensiune 6, a cărei ieșire este conectată la plăcile de deflecție verticală a osciloscopului catodic 7 și la bornele volt-

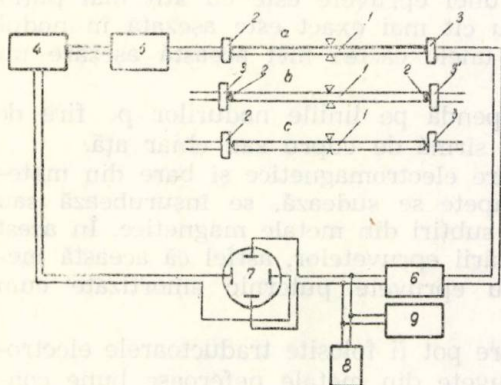


Fig. 2. Schema pentru determinarea modului de elasticitate din vibrații longitudinale forțate (metoda rezonanței):

a) utilizarea traductoarelor electromagnetice; b) utilizarea traductoarelor electromagnetice și plăcuțe de metal feromagnetic la capetele epruvetei; c) utilizarea traductoarelor piezoelectrice.

metrului electronic 8. Totodată, la plăcile orizontale ale osciloscopului catodic se aplică tensiune direct de la ieșirea din generatorul de frecvență. În acest fel se poate determina univoc frecvența proprie de oscilație prin utilizarea metodei comparării celor două tensiuni după figurile Lissajous.

Variind treptat frecvența generatorului, la o anumită frecvență f_{ong} a oscilatorului, în cazul dat, frecvențele celor două tensiuni fiind egale, pe ecranul osciloscopului catodic apare o dreaptă, o elipsă sau un cerc, după unghiul de fază a celor două tensiuni, iar deviația acului voltmetrului electronic este maximă. În acest caz amplitudinea oscilațiilor este maximă.

Frecvențmetrul numeric 9 determină numărul oscilațiilor pe care le efectuează epruveta într-un timp oarecare de 0,001 s, 0,01 s, 0,1 s, 1 s sau 10 s. Rezultatul numărării apare afișat și indică frecvența $\frac{f}{1000}$

[Hz], $\frac{f}{100}$ [Hz], $\frac{f}{10}$ [Hz], f [Hz], $10 f$ [Hz]. Dacă comutatorul selectiv

al bazei de timp este pe poziția 1 s, atunci tabloul numeric decadic indică exact numărul de oscilații pe care le execută epruveta pe secundă, iar dacă este pe poziția 10 s, pe tabloul numeric se indică 10 f. Precizia de măsurare cea mai mare se obține pentru durata de măsurare de 10 s, eroarea de măsurare fiind în acest caz $\pm 0,1$ Hz. În general precizia de măsurare a frecvenței este de ± 1 unitate $\pm$ precizia cuarțului = ± 1 unitate $\pm 10^{-7}$. Dacă frecvența de măsurare este sub 1 000 Hz, eroarea devine mare și este recomandabilă măsurarea duratei perioadei.

Schema din figura 2 a a mai fost utilizată și la încercările efectuate asupra epruvetelor de cupru și aluminiu. Schema din figura 2 b a fost utilizată pentru epruveta din lemn, iar aceea din figura 2 c, pentru toate epruvetele, în scopul de a verifica concordanța rezultatelor.

Au fost utilizate următoarele aparate : oscilator RC de mare stabilitate Orion, de 0,03—300 kHz, tip TT—0204/A ; amplificator de audio-frecvență Progres ; osciloscop catodic Orion, tip 1321/c ; frecvențmetru numeric RFT, tip 3506 a ; amplificator de tensiune $\frac{0,1}{20}$ V. 150—10.000 Hz ; traductoare electromagnetice și piezoelectrice.

Rezultatele încercărilor efectuate la temperatura de 20° C sînt redate în tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. crt.	Materialul	Lungimea epruvetei l, m	Diametrul epruvetei d, m	Masa epruvetei m, kg	Frecvența proprie long(o) f ₁ Hz	Modulul de elasticitate E, N/m ²	Observații
1	Fier	190,6.10 ⁻³	7,06.10 ⁻³	58,69.10 ⁻³	13 586,2	211 215.10 ⁶	
2	Cupru	180,0.10 ⁻³	7,34.10 ⁻³	68,12.10 ⁻³	10 575,4	129 697.10 ⁶	
3	Aluminiu	186,2.10 ⁻³	8,00.10 ⁻³	25,27.10 ⁻³	13 762,0	68 665.10 ⁶	
4	Lemn de fag	900,0.10 ⁻³	12,00.10 ⁻³	63,00.10 ⁻³	2 450,1	12 043.10 ⁶	umiditatea 11,2 %

Modulul de elasticitate a fost calculat cu relația (1) în care s-a considerat :

$$\rho = \frac{m}{\pi \frac{d^2}{4} l} ; \quad (12)$$

$$E = \frac{16}{\pi} m \frac{l}{d^2} (f_1^{long(o)})^2 .$$

Luînd din tabelul [15] coeficientul lui Poisson pentru materialele încercate, $\mu = 0,29$ pentru fier, $\mu = 0,35$ pentru cupru și $\mu = 0,34$ pentru aluminiu, rezultă factorii de corecție pentru prima armonică :

$$K_{1(Fe)}^{long(o)} = 1 + 1,234 \cdot 0,29^2 \frac{7,06^2}{190,6^2} = 1 + 0,00013 = 1,00013 ;$$

$$K_{1(Cu)}^{long(o)} = 1 + 1,234 \cdot 0,35^2 \frac{7,34^2}{180^2} = 1 + 0,00024 = 1,00024$$

$$K_{(Al)}^{long(0)} = 1 + 1,234 \cdot 0,34^2 \frac{8,0^2}{186,2^2} = 1 + 0,00025 = 1,00025,$$

care se observă că pot fi luați egali cu unitatea.

4. PRECIZIA MĂSURĂRILOR [19]

Pentru a pune în evidență gradul de precizie al măsurărilor efectuate se va da calculul erorilor referitoare la epruveta de aluminiu.

Eroarea relativă de determinare a modulului de elasticitate $\frac{\Delta E}{E}$, se obține ținând cont de relația (12) :

$$\frac{\Delta E}{E} = \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta \ell}{\ell} + 2 \frac{\Delta d}{d} + 2 \frac{\Delta f}{f}. \quad (13)$$

În cazul epruvetei de aluminiu avem :

$$m = 25,27 \text{ g}; \Delta m = \pm 0,01 \text{ g}; \frac{\Delta m}{m} = \frac{0,01}{25,27} = 0,00039;$$

$$\ell = 186,2 \text{ mm}; \Delta \ell = \pm 0,1 \text{ mm}; \frac{\Delta \ell}{\ell} = \frac{0,1}{186,2} = 0,00053;$$

$$d = 8,00 \text{ mm}; \Delta d = \pm 0,01 \text{ mm}; \frac{\Delta d}{d} = \frac{0,01}{8,00} = 0,00125;$$

$$f = 13762,0 \text{ Hz}; \Delta f = \pm 0,1 \text{ Hz}; \frac{\Delta f}{f} = \frac{0,1}{13762,0} = 0,000072;$$

$$\frac{\Delta E}{E} = 0,00039 + 0,00053 + 2 \cdot 0,00125 + 2 \cdot 0,000072 = 0,00343 = 0,34\%;$$

$$\text{pentru } E = 68665 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}, \text{ rezultă } \Delta E = \pm 236 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}.$$

Резюме

В первой части работы даются теоретические положения о продольных колебаниях в стержнях и об поправочных коэффициентах, которые должны быть взяты во внимание, из-за коэффициента Пуассона, при расчёте модуля упругости.

Во второй части работы представляется динамический метод вынужденных колебаний (метод резонанса) для определения модуля упругости и даются полученные результаты для разных твёрдых тел. В конце даётся точность измерений.

Bibliografie

1. ADOLPH, R., KNESER, H. O. und SCHULZ, I.: *Die Eigenfrequenzen zylindrischer Stahlstäbe*. Annalen der Physik, 6 Folge, Band 8, Heft 3—4, 1950, S. 99—105.
2. BĂDĂRĂU, E. și GRUMĂZESCU, M.: *Bazele acusticii moderne*. București, Editura Academiei R.S.R., 1962.
3. BANCROFT, D.: *The Velocity of Longitudinal Waves in Cylindrical Bars*. Physical Review, Volume 59, 1941, p. 588—593.
4. BRADFIELD, G.: *Use in Industry of Elasticity Measurements in Metals with Help of Mechanical Vibration*. Notes on Applied Science, No. 30, 1964, National Physical Laboratory, H. M. Stationery Office, London.
5. DÎMBOIU, E.: *Determinarea frecvenței de rezonanță, a vitezei de propagare a sunetului și modulului de elasticitate în cazul vibrațiilor longitudinale în lemn*. Revista „Industria Lemnului”, nr. 1, 1963, p. 23—26.
6. DÎMBOIU, E., TUDORAN, P., GIACOMELLI, I.: *Cercetări privind legătura dintre unele caracteristici ale fontelor cenușii și viteza de propagare a sunetului*. Revista „Metalurgia”, nr. 12, 1966, p. 672—676.
7. FÖRSTER, F.: *Beschreibung und Bedienungsanleitung Elastomat Typ 1.018 VR*. Institut Dr. Förster.
8. GIEBE, E. und BLECHSCHMIDT, E.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen über Dehnungseigenschwingungen von Stäben und Rohren*. I. und. II., Annalen der Physik, 5 Folge, Band 18, 1933, S. 417—456, 457—485.
9. HARRIS, C. M. și CREDE, CH. E.: *Șocuri și vibrații*. Vol. I, București, Editura tehnică, 1968 (trad. din l. engleză — S.U.A.).
10. HEARMON, R. F. S.: *Theory of the Vibration Testing of Wood*. Forest Products Journal, vol. 16, nr. 8, 1966, p. 29—40.
11. HEARMON, R. F. S.: *The Assessment of Wood Properties by Vibrations and High Frequency Acoustic Waves, Proceeding of Second Symposium on the Nondestructive Testing of Wood*, Pullman, Wash.: Technical Extension Services, College of Engineering, Washington State University, 1965.
12. JAMES, W. L.: *Effect of Temperature and Moisture content on Internal Friction and Speed of Sound in Douglas-fir*. Forest Products Journal, vol. XI, nr. 9, 1961.
13. KOHLRAUSCH, F.: *Praktische Physik*. Band I, B. C. Teubner Verlagsgesellschaft, Stuttgart, 1960, S. 157—172.
14. KOLSKY, H.: *Stress Waves in Solids*. New York, 1963, Dover Publications, Inc.
15. KÖSTER, W.: *Betrachtungen über den Elastizitätsmodul der Metalle und Legierungen*. Zeitschrift für Metallkunde, Band 39, Heft 5, 1948, S. 146—158.
16. SEEMAN, H. J. et SCHMAUCH, N.: *Determination des constantes élastiques des matériaux métalliques, par des mesures de propagation du son*. Revue de métallurgie, nr. 5, 1955, p. 621—628.
17. SUTTON, P. M.: *The Variation of the Elastic Constants of Crystalline Aluminium with Temperature between 63°K and 773°K*. Physical Review, Volume 91, Number 4, 1953, p. 816—821.
18. TURICIN, A. M.: *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*. București, Editura energetică de stat, 1954 (trad. din l. rusă).
19. TUTOVAN, V.: *Introducere în măsurări electrice și magnetice*. București, Editura didactică și pedagogică, 1962.
20. WAWRA, H.: *Zur Bedeutung der Messung von Elastischen Eigenschaften durch Indirektmessung*. Die Technik, Heft 9, 1967, S. 484—586.

FOLOSIREA CONDENSATOARELOR PENTRU ÎMBUNĂTĂȚIREA CONDIȚIILOR DE MODIFICARE A TURĂȚIEI

G. MARGA, D. STOIA

Modificarea turației motorului asincron, se poate realiza pe lângă alte metode și prin schimbarea alurii caracteristicii mecanice. Aceasta este posibilă prin schimbarea tensiunii de alimentare, rezistențe suplimentare rotorice, rezistențe și reactanțe inductive suplimentare rotorice etc. La acestea se poate adăuga și metoda introducerii condensatoarelor statorice suplimentare.

Utilizarea condensatoarelor în circuitul statorului se poate face fără sau cu combinarea cu alte metode care utilizează elemente suplimentare rotorice. Pentru a se vedea avantajele acestei ultime metode se vor descrie și celelalte metode pentru a se putea face comparație între ele.

1. INTRODUCEREA REZISTENȚELOR SUPLIMENTARE ROTORICE

Pentru deducerea expresiilor curenților statorici, rotorici și a cuplului se scriu ecuațiile de tensiune ale circuitelor statorului și rotorului motorului asincron. Se obțin astfel :

$$\underline{U}_1 = [r_1 + j\omega_1 l_1] \underline{I}_1 + j\omega_1 M \underline{I}_2 \quad (1)$$

$$0 = j\omega_2 s M \underline{I}_1 + [r_2 + j\omega_2 s l_2] \underline{I}_2 \quad (2)$$

în care cu indicele 1 s-au notat mărimile statorice iar cu indicele 2 mărimile rotorice, cu literă mică parametrii interni iar cu literă mare parametrii externi. S-au considerat numai fenomenele permanente și ca urmare $\underline{U}_1$, $\underline{I}_1$ și $\underline{I}_2$ s-au considerat mărimi fazoare.

Din rezolvarea sistemului de ecuații (1) și (2) se obțin curenții :

$$\underline{I}_1 = \frac{\underline{U}_1}{\omega_1 l_1} \frac{\beta(\alpha\beta - s\sigma) + s(\beta + \alpha s)}{[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta + \alpha s)^2]} + j \frac{\underline{U}_1}{\omega_1 l_1} \frac{s(\alpha\beta - s\sigma) - \beta(\beta + \alpha s)}{[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta + \alpha s)^2]} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \underline{I}_2 = & -\frac{U_1}{\omega_1 l_1} \frac{l_1(1-\sigma)}{M} \frac{s(\beta + \alpha s)}{[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta + \alpha s)^2]} - \\ & -j \frac{U_1}{\omega_1 l_1} \frac{l_1(1-\delta)}{M} \frac{s(\alpha\beta - s\delta)}{[(\alpha\beta - s\delta)^2 + (\beta + \alpha s)^2]} \end{aligned} \quad (4)$$

in care s-au notat :

$$\alpha = \frac{r_1}{\omega_1 l_1}$$

$$\beta = \frac{r_2 + R_2}{\omega_1 l_2}$$

$$\delta = 1 - \frac{M^2}{l_1 l_2}$$

Cuplul electromagnetic se calculează cu expresia :

$$\begin{aligned} M_e = \frac{3}{2} M R_e \left\{ -j \underline{I}_1, \underline{I}_2^* \right\} = \frac{3}{2} M R_e \left\{ j \underline{I}_2, \underline{I}_1^* \right\} = \\ = \frac{3p U_1^2 (1-\delta)}{\omega_1^2 l_1} \frac{\beta s}{(\alpha\beta - s\delta)^2 + (\beta + \alpha s)^2} \end{aligned} \quad (5)$$

Se mai notează $S_k = \frac{\beta}{\sigma}$ — alunecarea de răsturnare.

Motorul încercat este de tipul M₂—31—6. Datele acestui motor sînt următoarele :

$$P_n = 3 \text{ kW} \quad r_1 = 1,87 \Omega ; \quad r_2 = 2,27 \Omega ; \quad K = 4,47$$

$$U_{1n} = 220 \text{ V} \quad X_{1\sigma} = 2,18 \Omega ; \quad X_{2\sigma} = 2,67 \Omega ; \quad X_m = 35,22 \Omega$$

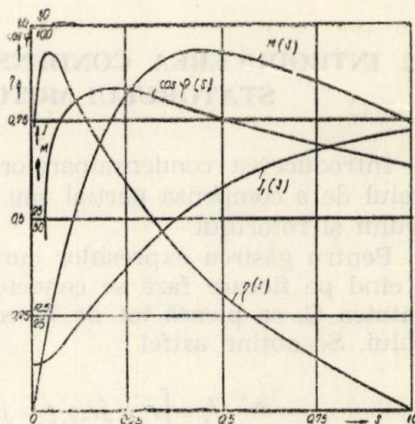
$$I_{1n} = 8 \text{ A} \quad X_1 = 37,4 \Omega ; \quad X_2 = 37,89 \Omega ; \quad \sigma = 0,125$$

$$\cos \varphi_{1n} = 0,69$$

$$\eta_n = 935 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$$

Folosind aceste date, s-au obținut caracteristicile naturale pentru rezistențele relative statorice și rotorice $\alpha = 0,05$ și $\beta = 0,06$ și coeficientul total de dispersie $\sigma = 0,125$. Curbele corespunzătoare se văd pe fig. 1.

Fig. 1. Curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru parametrii $\alpha = 0,05$; $\beta = 0,06$ și $\sigma = 0,125$



Întrucît alunecarea de răsturnare $S_k = 0,45$, domeniul funcționării stabile este cuprins în limitele $0 < S < 0,45$.

La introducerea rezistenței suplimentare rotorice, rezistența relativă rotorică β crește și odată cu aceasta crește și alunecarea de răsturnare ($S_k = \frac{\beta}{\sigma}$)

La mărirea rezistenței relative rotorice la valoarea $\beta = 0,2376$ se obțin curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$, arătate pe figura 2.

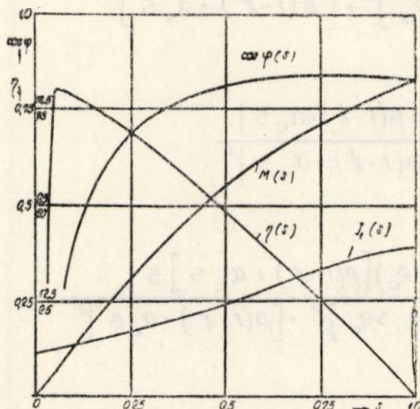


Fig. 2. Curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru parametrii $\alpha = 0,05$; $\beta = 0,2376$ și $\sigma = 0,125$

În acest caz se observă o mărirea a alunecării de răsturnare S_k la valori mai mari ca unitatea, ceea ce permite o funcționare stabilă pe întreg domeniul de funcționare ca motor al mașinii asincrone.

Față de funcționarea fără rezistențe suplimentare se observă că la $\beta = 0,2376$ se obține mărimea $\cos \varphi$ la alunecări mari și de asemenea micșorarea curenților statorici și rotorici.

2. INTRODUCEREA CONDENSATOARELOR ÎN CIRCUITUL STATORULUI MOTORULUI ASINCRON

Introducerea condensatoarelor în serie cu înfășurările statorului are rolul de a compensa parțial sau complet reactanțele de dispersie ale statorului și rotorului.

Pentru găsirea expresiilor curenților și a cuplului motorului asinchron, când pe fiecare fază se conectează în serie câte un condensator cu capacitatea C , se pleacă tot de la ecuațiile de tensiune ale statorului și rotorului. Se obține astfel :

$$\underline{U}_1 = \left[r_1 + j\omega_1 l_1 - j\frac{1}{\omega_1 C} \right] \underline{I}_1 + j\omega_1 M \underline{I}_2 \quad (6)$$

$$0 = j\omega_2 s M \underline{I}_1 + (r_2 + R_2 + j\omega_2 s l_2) \underline{I}_2 \quad (7)$$

După rezolvarea acestui sistem de ecuații se obțin curenții :

$$\underline{I}_1 = \frac{U_1}{\omega_1 l_1 (1-s)} \frac{\beta [\alpha_c \beta - s \sigma_c] + s [\beta (1-s) + \alpha_c s]}{[\alpha_c \beta - s \sigma_c]^2 + [\beta (1-s) + \alpha_c s]^2} + \quad (8)$$

$$+ j \frac{U_1}{\omega_1 l_1 (1-s)} \frac{s(\alpha_c \beta - s \sigma_c) - \beta [\beta (1-s) + \alpha_c s]}{[\alpha_c \beta - s \sigma_c]^2 + [\beta (1-s) + \alpha_c s]^2}$$

$$\underline{I}_2 = - \frac{U_1}{\omega_1 l_1 (1-s)} \frac{l_1}{M} \frac{(1-\sigma_c) [\beta (1-s) + \alpha_c s] s}{[\alpha_c \beta - s \sigma_c]^2 + [\beta (1-s) + \alpha_c s]^2} - \quad (9)$$

$$- j \frac{U_1}{\omega_1 l_1 (1-s)} \frac{l_1}{M} \frac{(1-\sigma_c) [\alpha_c \beta - s \sigma_c] s}{[\alpha_c \beta - s \sigma_c]^2 + [\beta (1-s) + \alpha_c s]^2}$$

Aici s-au făcut notațiile :

$$\gamma = \frac{1}{\omega_1 L_1} \frac{1}{\omega_1 C} = \frac{x_c}{x_1}$$

$$\sigma_c = \sigma - \delta = 1 - \frac{M^2}{L_1 L_2} \delta$$

$$\alpha_c = \frac{i_1}{\omega_1 L_1 (1 - \delta)} = \frac{\alpha}{1 - \delta}$$

Folosind aceeași metodă de calcul, rezultă expresia cuplului electromagnetic :

$$M_e = 3\rho \frac{U_1^2}{\omega_1^2 L_1^2} \frac{x_1}{\omega_1} (1 - \sigma_c) \frac{5\beta}{[\alpha_c \beta - \sigma_c]^2 + [\beta(1 - \delta) + \alpha_c \sigma]^2} \quad (10)$$

Cu ajutorul relațiilor (8) și (10) se pot determina curbele care ne interesează $I_1(s)$, $M(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$. Astfel pentru reactanțele capacitive $X_c = 2,7 \Omega$ și respectiv $X_c = 4,48$ și fără rezistențe suplimentare rotorice, $\beta = 0,06$, se obțin parametrii : $\gamma = 0,072$; $\alpha_c = 0,054$; $\sigma_c = 0,06$ și $I_{\mu} = \frac{U_1}{\omega_1 L_1} = 6,42$ A și respectiv $\gamma = 0,12$; $\alpha_c = 0,0575$; $\sigma_c = 0,005$ și $I_{\mu} = 6,83$ A. Pentru aceste cazuri pe figura 3 și figura 4 se văd curbele $I_1(s)$, $M(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$.

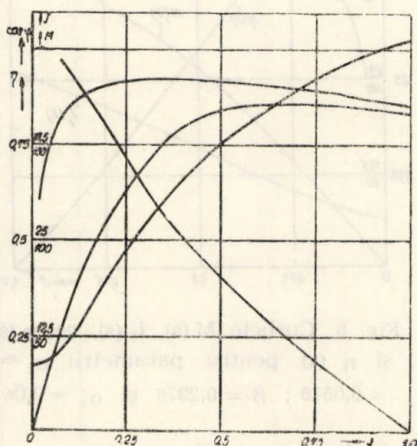


Fig. 3. Curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru parametrii $\alpha_c = 0,054$; $\beta = 0,06$ și $\sigma_c = 0,06$

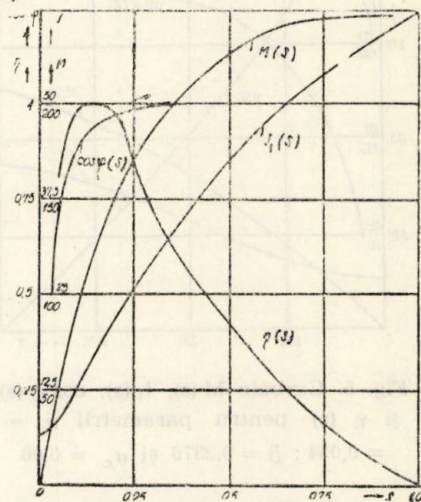


Fig. 4. Curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru parametrii $\alpha_c = 0,0575$; $\beta = 0,06$ și $\sigma_c = 0,005$

La compensarea parțială $x = 0,072$ se obține o mărire a alunecării de răsturnare $S_k = 0,7$, iar cuplul maxim crește cu 84 %. O îmbunătățire substanțială obține atât $\cos \varphi$ cât și randamentul η . Singurul dezavantaj constă în mărirea curenților mai ales la alunecări mari. La compensarea aproape completă a reactanțelor de dispersie $\sigma_c = 0,005$ se obține : $S_k = 1$ și $M_k = M_p = 248 \text{ Nm}$. Se obține astfel o creștere a cuplului la pornire cu 169 %, dar simultan și o creștere a curențului de pornire cu 120 %. La turații mici nu sînt necesare cupluri atît de mari, de aceea acestea se pot micșora prin micșorarea tensiunii de alimentare.

Datorită curenților statorici și rotorici relativ mari, metoda compensării reactanțelor de dispersie este combinată cu metoda introducerii rezistențelor suplimentare rotorice. Această metodă combinată, se referă desigur la motoarele cu rotorul bobinat.

3. INTRODUCEREA CONDENSATOARELOR ÎN CIRCUITUL STATORULUI ȘI A REZISTENȚELOR SUPLIMENTARE ÎN CIRCUITUL ROTORULUI

Calculul mărimilor $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ se face folosind aceleași formule (8) și (10) cu deosebirea că se vor lua în considerare rezistențele relative rotorice β mărite.

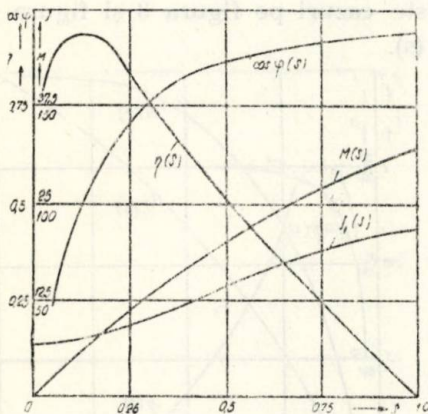


Fig. 5. Curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru parametrii $\alpha_c = 0,054$; $\beta = 0,2376$ și $\sigma_c = 0,06$

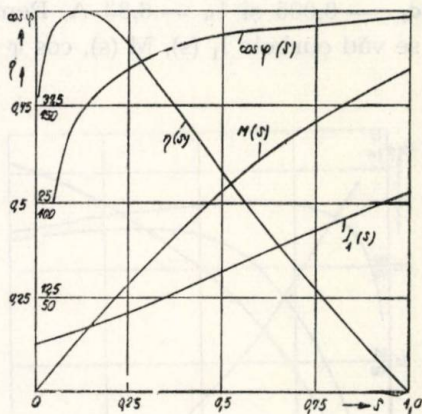


Fig. 6. Curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru parametrii $\alpha_c = 0,0575$; $\beta = 0,2376$ și $\sigma_c = 0,06$

Pe figura 5 se arată curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru rezistența relativă rotorică $\beta = 0,2376$ și compensarea parțială $\sigma_c = 0,06$, iar pe figura 6, aceleași caracteristici pentru compensarea aproape completă $\sigma_c = 0,005$.

Valorile cuplurilor și ale curenților s-au redus față de situațiile anterioare, totuși față de conectarea directă există încă posibilități mai mari de încărcare. Randamentul se menține și el la valori foarte ridicate la alunecări mici, iar $\cos \varphi$ de asemenea la valori ridicate ale alunecării.

Din cele arătate pînă acum rezultă că metoda combinată de utilizare a condensatoarelor în circuitul statorului și a rezistențelor suplimentare rotorice aduce mari perspective sistemului de modificare a turației motorului asincron.

4. INTRODUCEREA REZISTENȚELOR ȘI BOBINELOR DE REACTANȚĂ SUPLIMENTARE

Pentru obținerea unor caracteristici mecanice similare motorului asincron cu dublă colivie, motorului asincron cu rotorul bobinat i se adaugă în rotor rezistența R_2 și inductivitatea L_2 , legate în paralel, ca în figura 7.

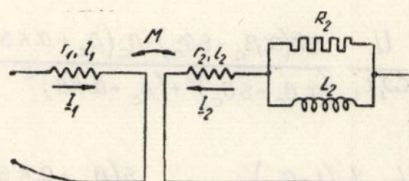


Fig. 7. Schema monofază de conectare a rezistenței R_2 și a inductivității L_2 suplimentare în circuitul rotorului

Pentru determinarea caracteristicii de frecvență $I_1(s)$ în reprezentarea fazoare, se vor alege astfel valorile suplimentare ale parametrilor suplimentari R_2 și L_2 încît componenta activă a curentului statoric să crească pînă la alunecarea $S=1$.

Pentru determinarea expresiilor curenților și cuplului se pornește tot de la ecuațiile de tensiune pentru circuitul statoric și rotoric.

$$\underline{U}_1 = (r_1 + j\omega_1 l_1) \underline{I}_1 + j\omega_1 M \underline{I}_2 \quad (11)$$

$$0 = j\omega_1 s M \underline{I}_1 + \left[r_2 + j\omega_1 s l_2 + \frac{R_2 \omega_1^2 s^2 L_2^2}{R_2^2 + \omega_1^2 s^2 L_2^2} + j\omega_1 s L_2 \frac{R_2^2}{R_2^2 + \omega_1^2 s^2 L_2^2} \right] \underline{I}_2 \quad (12)$$

Se păstrează aceleași notații pentru α , β și σ ca mai sus.

În continuare se vor mai face următoarele notații :

$\gamma_a = \frac{\omega_1 L_2}{\omega_1 t_2}$ — reactanța relativă rotorică suplimentară

$\beta_a = \frac{\omega_1 L_2}{R_2}$ — tangenta de calcul a mărimilor introduse suplimentar.

$\beta_c = \beta + \gamma_a \frac{S^2 \beta_a}{1 + S^2 \beta_a^2}$ — rezistența relativă rotorică de calcul

$K = 1 + \gamma_a \frac{1}{1 + S^2 \beta_a^2}$ — coeficientul de creștere a reactanței relative rotorice.

$\sigma_c = K - 1 + \sigma$ — coeficientul de dispersie de calcul echivalent.

Se observă că ultimele trei mărimi β_c , K și σ_c nu mai sînt constante ci funcții de alunecare S .

Cu aceste notații curenții obțin expresii relativ simple și anume:

$$\underline{I}_1 = \frac{U}{\omega_1 L_1} \frac{\beta_c (\alpha \beta_c - s \sigma_c) + s k (\beta_c + \alpha k s)}{(\alpha \beta_c - s \sigma_c)^2 + (\beta_c + \alpha k s)^2} +$$

$$+ j \frac{U}{\omega_1 L_1} \frac{s k (\alpha \beta_c - s \sigma_c) - \beta_c (\beta_c + \alpha k s)}{(\alpha \beta_c - s \sigma_c)^2 + (\beta_c + \alpha k s)^2}$$

$$\underline{I}_2 = - \frac{U}{\omega_1 L_1} \frac{L_1 (1 - \sigma_c)}{M} \frac{s (\beta_c + \alpha k s)}{(\alpha \beta_c - s \sigma_c)^2 + (\beta_c + \alpha k s)^2} -$$

$$- j \frac{U}{\omega_1 L_1} \frac{L_1 (1 - \sigma_c)}{M} \frac{s (\alpha \beta_c - s \sigma_c)}{(\alpha \beta_c - s \sigma_c)^2 + (\beta_c + \alpha k s)^2}$$

După efectuarea calculelor necesare se obține expresia cuplului electromagnetic.

$$M_e = 3 \rho I \mu \frac{x_1}{\omega_1} (1 - \sigma_c) \frac{s \beta_c}{(\alpha \beta_c - s \sigma_c)^2 + (\beta_c + \alpha k s)^2} \quad (15)$$

Pentru elementele suplimentare $R_2 = 2 \Omega$ și $\omega_1 L_2 = 5 \Omega$, pe figura 8 se arată curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$. În acest caz, cu excepția randamentului care se reduce într-o măsură mai pronunțată la alunecări mici, celelalte caracteristici devin mai avantajoase. Avantajul cel mai mare constă în faptul că, la alunecări de răsturnare mai mari

ca unitatea, în domeniul $0 < S < 0,5$, panta caracteristicii mecanice este mai mare ca la motorul care posedă numai rezistențe suplimentare în

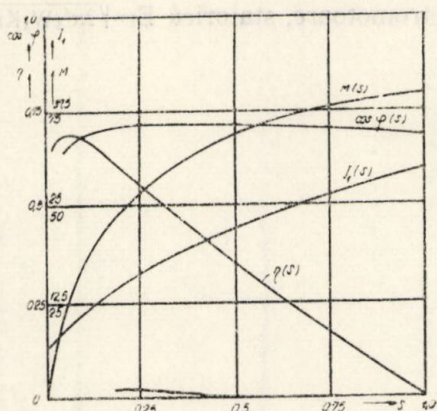


Fig. 8. Curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru $R_2 = 2 \Omega$ și $\omega_1 L_2 = 5 \Omega$

circuitul rotorului. Această particularitate este deosebit de importantă, deoarece la această conexiune motorul poate fi încărcat cu cupluri rezistente ridicate la turații apropiate de cea de sincronism.

5. INTRODUCEREA CONDENSATOARELOR ÎN CIRCUITUL STATORULUI ȘI A REZISTENȚELOR ȘI A BOBINELOR DE REACTANȚĂ ÎN CIRCUITUL ROTORULUI MOTORULUI ASINCRON

Modul de legare a celor trei elemente suplimentare la circuitele statorului și rotorului motorului asincron se vede pe figura 9.

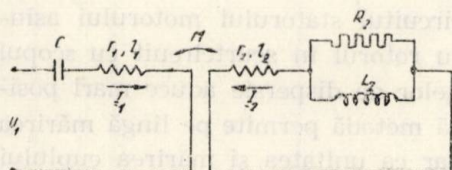


Fig. 9. Schema monofază de conectare a capacității statorice C a rezistenței R_2 și a inductivității L_2

Rolul reactanței capacitive statorice este același ca în cazurile arătate anterior, adică să compenseze parțial coeficientul de dispersie σ .

Astfel la compensarea capacitivă a reactanțelor de dispersie $\gamma = 0,15$ și elementele suplimentare rotorice : $R_2 = 20 \Omega$ și $\omega_1 L_2 = 2 \Omega$ se văd curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$. Se observă o îmbunătățire e-

sențială a tuturor caracteristicilor motorului curbă obține o alură continuu crescătoare, după cum se vede pe figura 10.

Trebuie însă remarcat faptul că o compensare prea mare nu se poate realiza, deoarece tensiunea electromotoare, statorică $E_1 = \sqrt{2\pi f_1 W_1 K_B \Phi_m}$

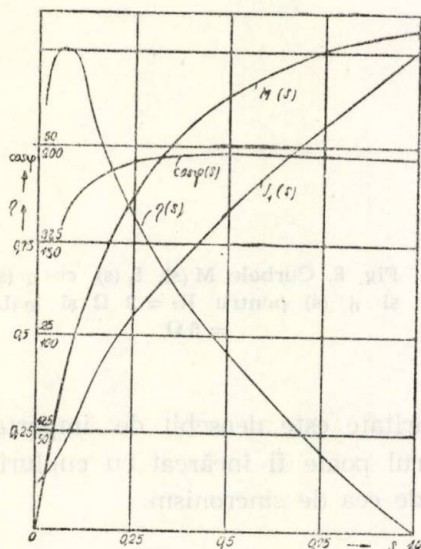


Fig. 10. Curbele $M(s)$, $I_1(s)$, $\cos \varphi(s)$ și $\eta(s)$ pentru compensarea capacitivă $\gamma = 0,15$ și elementele rotorice, suplimentare $R_2 = 20 \Omega$ și $\omega_1 L_2 = 2 \Omega$.

crește și odată cu aceasta crește și inducția magnetică statorică. Aceasta va duce la creșterea pierderilor în fier și deci la o încălzire suplimentară a tolelor statorului.

Concluzii

Folosirea condensatoarelor în circuitul statorului motorului asincron cu rotorul bobinat sau a celui cu rotorul în scurtcircuit cu scopul micșorării efectului negativ al reactanțelor de dispersie aduce mari posibilități de modificare a turației. Această metodă permite pe lângă mărirea alunecării de răsturnare, mai mari chiar ca unitatea și mărirea cuplului de răsturnare.

Deoarece cuplul electromagnetic al motorului la utilizarea condensatoarelor statorice crește foarte mult, pentru a putea funcționa mecanismul la turații mici, la o încărcare redusă este necesară micșorarea cuplului electromagnetic prin micșorarea tensiunii de alimentare.

Zusammenfassung

Durch die Einführung des Kondensatoren im Statorenkreis der Asynchronmaschine erweitert sich der Bereich der stabilen Funktion auf dem ganzen Bereich der Motordrehzahl.

Man erhält auch eine Erhöhung des Kippmoments, was eine grössere Belastung des Motors ermöglicht. Die Einführung des Kondensatoren im Statorkreis, zusammen mit anderen Methoden, welche zusätzliche rotorische Elemente Genützen, ermitteln zahlreiche Möglichkeiten der Veränderung der Drehzahl des Asynchronmotors und ermöglichen grössere Belastungen bei verschiedenen Drehzahlen.

CARACTERISTICILE STATICE ALE REDRESORULUI MONOFAZAT CU TIRISTOARE ÎN REGIM INVERTOR

EMIL MICU

Unul din avantajele redresoarelor cu tiristoare de pe locomotivele electrice îl constituie posibilitatea frînării cu recuperare. Lucrarea își propune, ca plecând de la cele tratate în [1] să determine caracteristicile redresorului în regim de invertor și ale motorului de tracțiune în regim de frinare cu recuperare, pentru domeniul de curenți neîntrerupți.

1. CARACTERISTICA EXTERIOARĂ A REDRESORULUI ÎN REGIM DE INVERTOR

Trecerea redresorului comandat care alimentează un motor de curent undulat, în regim invertor se poate explica în modul următor. Să presupunem că sistemul funcționează în regim de motor și unghiul de comandă este α_c , (fig. 1 a). Valoarea tensiunii anodice aplicate tiristoarelor T_2, T_3 în momentul aplicării impulsului de comandă u_a , este egală cu diferența dintre tensiunea transformatorului u și t.e.m. a motorului U_e . Valoarea medie a tensiunii redresate este mai mare decât t.e.m. a motorului. În redresor curentul are același sens cu t.e.m. a transformatorului, iar în motor el este de sens contrar t.e.m., deci sensul transferului de putere este de la redresor către motor. Pentru a frâna motorul, se mărește unghiul de comandă la α_c , t.e.m. a motorului devine mai mare decât valoarea momentană a tensiunii transformatorului, tensiunea aplicată tiristoarelor u_a'' , este negativă și curentul din circuit se întrerupe. Motorul trece în regim de oprire liberă. Pentru ca curentul să nu se întrerupă și motorul să treacă în regim de frinare cu recuperare, este necesar să se schimbe sensul t.e.m. a motorului, fie prin inversarea bornelor redresorului, fie prin schimbarea sensului curentului din înfășurarea de excitație. În acest fel, tensiunea anodică va fi egală cu suma tensiunilor (fig. 1 b). Curentul are o valoare mare, fiind determinat de suma tensiunilor transformatorului și motorului. Micșorarea curentului se face

prin mărirea unghiului de comandă la α_c (fig. 1 c), la care valoarea medie a tensiunii redresate își schimbă sensul, devenind negativă. În acest regim, curentul are același sens cu t.e.m. a motorului, deci acesta este generator și sens contrar t.e.m. a transformatorului, care devine receptor în secundar și generator în primar; sensul transferului de putere se inversează.

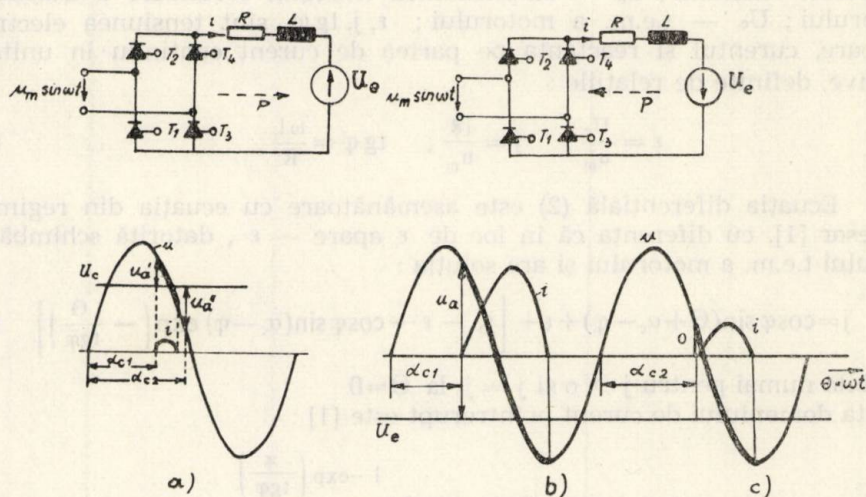


Fig. 1. Trecerea din regim redresor în regim invertor

Fenomenele din brațele punții care conțin tiristoarele T_1 și T_4 sînt identice, dar defazate cu 180 grade electrice față de cele din brațele considerate.

Este de remarcat avantajul invertorului cu tiristoare față de cel cu tiratron, la care trebuie luate precauții pentru ca deionizarea tuburilor să se termine înainte de trecerea tensiunii de anod în domeniul valorilor pozitive, pentru că în caz contrar grila nu-și va redobîndi proprietățile de comandă, tiratronul nu se va stinge și se va produce un scurtcircuit determinat de suma tensiunilor transformatorului și motorului. La tiristoare, aceste aprinderi inverse sînt evitate datorită timpului foarte scurt de recăpătare a proprietăților de comandă.

Ipotezele simplificatoare care se fac sînt aceleași ca în [1]: a) tiristoarele sînt ideale (căderile de tensiune în sens de conducție și curenții inverși sînt egali cu zero); b) nu se ia în considerare comutația redresorului; c) nu se consideră modificarea turației și sarcinii motorului în decursul perioadei; d) motorul se consideră nesaturat.

Ecuția diferențială a curentului în regim invertor valabilă pentru o semiperioadă:

$$u_m \sin(\Theta + \alpha_c) = -U_e + iR + \omega L \frac{di}{d\Theta} \quad (1)$$

scrisă în unități relative

$$\sin(\Theta + \alpha_c) = -\varepsilon + j + \operatorname{tg} \varphi \frac{dj}{d\Theta} \quad (2)$$

în care : $\Theta = \omega t$ — coordonata unghiulară, măsurată din momentul deblocării tiristorului ; α_c — unghiul de comandă, măsurat din originea sinusoidei tensiunii ; u_m — amplitudinea tensiunii secundare a transformatorului ; U_e — t.e.m. a motorului ; $\varepsilon, j, \operatorname{tg} \varphi$ sînt tensiunea electromotoare, curentul și reactanța pe partea de curent continuu în unități relative, definite de relațiile :

$$\varepsilon = \frac{U_e}{u_m} ; \quad j = \frac{iR}{u_m} ; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{\omega L}{R} \quad (3)$$

Ecuția diferențială (2) este asemănătoare cu ecuația din regimul redresor [1], cu diferența că în loc de ε apare $-\varepsilon$, datorită schimbării sensului t.e.m. a motorului și are soluția :

$$j = \cos \varphi \sin(\Theta + \alpha_c - \varphi) + \varepsilon + \left[j_0 - \varepsilon - \cos \varphi \sin(\alpha_c - \varphi) \exp\left(-\frac{\Theta}{\operatorname{tg} \varphi}\right) \right] \quad (4)$$

valabilă numai pentru $j > 0$ și $j = j_0$ la $\Theta = 0$

Limita domeniului de curent neîntrerupt este [1] :

$$\varepsilon = -\cos \varphi \sin(\alpha_c - \varphi) \frac{1 \cdot \exp\left(\frac{\pi}{\operatorname{tg} \varphi}\right)}{1 - \exp\left(\frac{\pi}{\operatorname{tg} \varphi}\right)} \quad (5)$$

Ecuția (5) este transcendentă și se rezolvă grafic în figura 2 a, cu $\operatorname{tg} \varphi$ luat ca parametru.

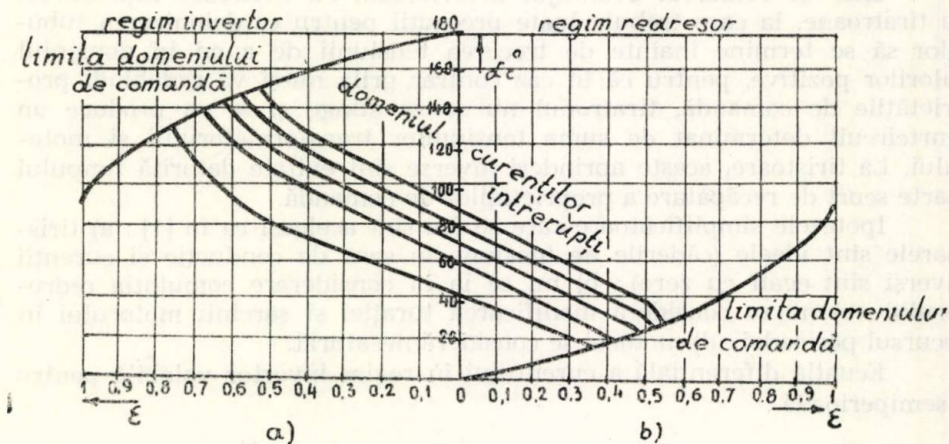


Fig. 2. Limitele domeniului de curenți neîntrerupți

Se observă că curbele care indică limita domeniilor de curenți întrerupți în regim inverter (fig. 2 a) sînt continuarea curbelor corespunzătoare regimului redresor (fig. 2 b) calculate în [1].

Limita superioară a unghiului de comandă în regim de curenți neîntrerupți este determinată de condiția ca anularea curentului prin tiristoare să se producă înainte ca tensiunea anodică să devină pozitivă, pentru că altfel se produce un regim de scurtcircuit, determinat de suma celor două tensiuni din circuit.

Această condiție rezultă din figura 3 și se scrie :

$$\alpha_c < 2\pi - \pi - \gamma - \arcsin \varepsilon \quad (6)$$

sau neglijînd unghiul de comutație γ :

$$\alpha_c < \pi - \arcsin \varepsilon \quad (7)$$

condiție reprezentată în figura 2 a.

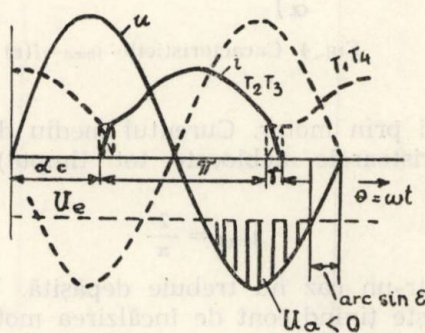


Fig. 3. Stabilirea limitei superioare a unghiului de comandă

Valoarea medie a curentului neîntrerupt, pe o semiperioadă, este în unități relative :

$$j_{med} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} j d\Theta \quad (8)$$

care rezolvată devine :

$$j_{med} = \frac{2}{\pi} \cos \alpha_c + \varepsilon \quad (9)$$

Relația (9) arată cum trebuie să se modifice t.e.m. ε pentru a avea prin mașină un anumit curent mediu j_{med} , la diferite unghiuri de comandă și este reprezentată în diagrama din figura 4 a cu α_c ca parametru (regimul redresor este calculat în [1]).

Domeniul de comandă în regimul de curent întrerupt este limitat la stînga de condiția evitării scurtcircuitului (relația 7) și sus, de valoarea

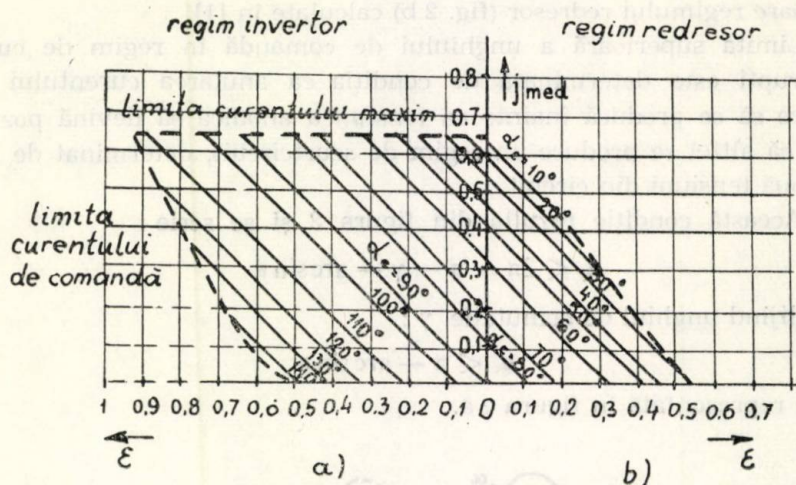


Fig. 4. Caracteristicile $j_{med} = f(\epsilon)$

maximă a curentului prin motor. Curentul mediu de pornire, ($\epsilon = 0$), pentru $\alpha_c = 0$, (tiristoarele deblocate tot timpul) este, ținînd cont și de (3) :

$$j_{med} = \frac{2}{\pi} \quad (10)$$

valoare care nici într-un caz nu trebuie depășită. Valoarea maximă a curentului se stabilește ținînd cont de încălzirea motorului și de durata frînării cu recuperare.

2. CARACTERISTICILE DE FRÎNARE CU RECUPERARE

După cum se știe, mașina cu excitație serie nu se utilizează în regim de frînare cu recuperare decît în cazuri cu totul speciale. În mod obișnuit înfășurarea de excitație se alimentează de la un redresor separat. Se poate deci considera fluxul independent de curentul de sarcină.

Tensiunea electromotoare a indusului este proporțională cu turația :

$$U_e = \frac{p}{a} N \Phi = C_E \cdot n \quad (11)$$

iar cuplul electromagnetic este proporțional cu curentul :

$$M = \frac{n}{2\pi} \frac{N}{a} \Phi i = C_M i \quad (12)$$

în care p — numărul perechilor de poli, a — numărul căilor de curent, n — turația, Φ — fluxul dat de înfășurarea de excitație. Rezultă că tensiunea în unități relative ε este și turația în unități relative, iar curentul în unități relative j reprezintă și cuplul în unități relative. Așadar în sistemul de unități relative, caracteristica mecanică cuplu-turație este aceeași cu caracteristica redresorului în regim inverter curent mediu-tensiune din figura 4 a. Deoarece caracteristica se referă la valorile medii ale curentului, și în caracteristica mecanică trebuie considerată valoarea medie a cuplului. Datorită inerției mecanice, practic, turația nu pulsează decît în domeniul valorilor foarte mici.

În ceea ce privește gradul de utilizare a cuplului, cele arătate în [1] pentru regimul de motor sînt valabile și pentru regimul de frînare cu recuperare. Regimul de curent întrerupt trebuie evitat din cauza diferenței mari dintre valoarea efectivă și valoarea medie a curentului, prima determinînd încălzirea mașinii, iar cea din urmă cuplul.

Abstract

In this paper the range of control angle of the thyristors for unbroken current, at the single phase bridge inverter, in an assumed neglected commutation is calculated. The static characteristics of the inverter and the mechanical regenerative braking characteristics are calculated as well.

Bibliografie

1. MICU, EMIL: *Caracteristicile mecanice ale motorului serie alimentat de la un redresor comandat monofazat*. Electrotehnica, nr. 9, 1968.

în care p — numărul perechilor de poli, a — numărul căilor de curent
 — turaj. Φ — fluxul dat de înălțarea de excitație. Rezultă că turajul
 necesar în unități relative ϵ este și turajul în unități relative, iar curentul
 în unități relative j reprezintă și cuplul în unități relative. Așadar în
 sistemul de unități relative, caracteristicile mecanice cuplu-turaj și
 necesari cu caracteristicile tehnice ale înaltor în regim înaltor curent mediu
 tehnice din figura 4a. Pentru caracteristicile se referă la valorile medii
 ale curentului și în caracteristicile mecanice trebuie considerată valoarea
 medie a cuplului. Datorită înălțării mecanice practice, turajul nu poate să
 dea în domeniul valorilor foarte mari.
 În ceea ce privește gradul de utilizare a cuplului, cele arătate
 în [1] pentru regimul de motor sunt valabile și pentru regimul de fr-
 mare cu recuperare. Regimul de curent înaltor trebuie evitat din
 cauza diferentelor mari între valorile electrice și valorile medii a curen-
 tului, prima determinând înălțarea mare, iar cea din urmă cuplul.

Abstract

In this paper the range of control angle of the thyristors for unbroken
 current at the single phase bridge inverter in an assumed neglected commutation
 is calculated. The static characteristics of the inverter and the mechanical regene-
 rating braking characteristics are calculated as well.

Bibliografie

1. MICH. EMM. Caracteristicile mecanice ale motorului serie alimentat cu 10
 în redresor comandat mono-fază. *Electrotehnica*, nr. 9, 1988.

METODA PROBABILISTICĂ PENTRU DETERMINAREA SIGURANȚEI ÎN FUNCȚIONARE A SUMATOARELOR BINARE

G. CRUȚU

Într-un anumit sistem automat, în calculatoarele electronice numerice, anumite circuite combinaționale apar în zeci de exemplare. Alegerea unei anumite structuri pentru aceste circuite, care să prezinte o cit mai mare siguranță în funcționare se impune.

Defectarea unui anumit element al unei scheme combinaționale face ca pentru anumite combinații ale semnalelor de la intrare (argumentele unei funcții logice) să rezulte la ieșire semnale (funcția logică) eronate.

În metoda pe care o prezentăm se compară probabilitățile de funcționare fără defectiuni a două scheme logice care modelează aceeași funcție logică, conțin module unice NICI dar cu structuri diferite. Se indică apoi care schemă logică este mai bună pentru practică din punct de vedere al siguranței în funcționare.

Într-o schemă logică frecvența apariției defectiunii unora din elementele componente este o funcție statistică echivalentă mărimii probabilistice corespunzătoare.

$$F(t) = \frac{\Delta k(t)}{n \Delta t} \quad (1)$$

în care $\Delta k(t)$ este numărul elementelor care s-au defectat în intervalul de timp $t + \Delta t$; $\frac{\Delta k(t)}{\Delta t}$ — numărul elementelor defectate în unitatea de timp arbitrară Δt și n — numărul total al elementelor supuse verificării.

Dacă numărul total al elementelor supuse verificării este foarte mare, $n \rightarrow \infty$ și $\Delta t \rightarrow 0$, relația (1) devine :

$$F(t) = \frac{1}{n} \frac{dk}{dt} \quad (2)$$

în care $f(t)$ este densitatea probabilității de apariție a defectiunilor.

Probabilitatea apariției unei defecțiuni este :

$$Q(t) = \int_0^t f(t) dt \quad (3)$$

Această probabilitate va fi diferită de zero, $Q(t) \neq 0$, dacă $t \neq 0$.

$$P(t) = \int_t^\infty f(t) dt = \int_0^\infty f(t) dt - \int_0^t f(t) dt = 1 - Q(t) \quad (4)$$

În [2] se arată că aria închisă de curba $f(t)$ și axa timpului este egală cu unitatea ($\int_0^\infty f(t) dt = 1$).

Se constată că apariția defecțiunilor într-un anumit sistem și funcționarea acelui sistem fără defecțiuni, formează două evenimente contrarii.

$$P(t) + Q(t) = 1. \quad (5)$$

Dacă se notează cu A evenimentul aleator că schema logică funcționează, cu B evenimentul aleator că un element al schemei funcționează, și cu $\bar{B}$ evenimentul că un element al schemei nu funcționează (evenimentul contrar) atunci se pot scrie formulele :

a) Formulele probabilităților condiționale.

Probabilitatea evenimentului A condiționată de realizarea evenimentului B.

$$P(A|B) = \frac{P(A \cap B)}{P(B)} \quad (6)$$

Probabilitatea evenimentului A condiționată de nerealizarea evenimentului B.

$$P(A|\bar{B}) = \frac{P(A \cap \bar{B})}{P(\bar{B})} \quad (7)$$

În (6) și (7) s-a presupus $P(B) > 0$.

b) Formula probabilității totale :

Dacă $B_1, B_2, \dots, B_r$ formează un sistem complet de evenimente (evenimente incompatibile două câte două), iar evenimentul A nu se poate realiza singur ci împreună cu unul din evenimentele $B_1, B_2, \dots, B_r$ se poate scrie :

$$A = A \cap (B_1 \cup B_2 \cup \dots \cup B_r) = (A \cap B_1) \cup \dots \cup (A \cap B_r) \quad (8)$$

Ținând seama de (6) se obține formula probabilității totale ca schema logică să funcționeze :

$$P(A) = \sum_{i=1}^r P(A \cap B_i) = \sum_{i=1}^r P(B_i) P(A|B_i) \quad (9)$$

În particular pentru $r = 2$ și $B_1 = B$ iar $B_2 = \bar{B}$ se obține :

$$P(A) = P(B) P(A|B) + P(\bar{B}) P(A|\bar{B}) \quad (10)$$

Într-o schemă compusă din n elemente logice, un element se notează cu k dacă funcționează și cu $\bar{k}$ dacă nu funcționează. Se adoptă apoi următoarele notații: $P(A) = p$; $P(B) = q$; $P(\bar{B}) = (1-q)$; $P(A|B) = h$ și $P(A|\bar{B}) = g$, atunci pentru elementul logic numărul 1, conform formulei (10) se obține:

$$p = qh_1 + (1-q)g_1 = qh_1 + (1-q)h_{\bar{1}} \quad (11)$$

Dar probabilitatea funcționării elementului 1 este condiționată de probabilitatea funcționării elementului 2 (ele pot fi legate în serie) astfel că,

$$h_1 = qh_{12} + (1-q)h_{\bar{1}2} \quad (12)$$

$$h_{\bar{1}} = qh_{\bar{1}2} + (1-q)h_{\bar{1}\bar{2}}$$

Dacă se înlocuiesc expresiile (12) în (11) se obține:

$$p = q^2 h_{12} + q(1-q)(h_{\bar{1}2} + h_{1\bar{2}}) + (1-q)^2 h_{\bar{1}\bar{2}} \quad (13)$$

În continuare se poate exprima h_{12} , $h_{\bar{1}2}$, $h_{1\bar{2}}$ și $h_{\bar{1}\bar{2}}$ în funcție de h_{123} etc., astfel că se obține prin iterație relația:

$$p = \sum_{k=0}^n \left\{ q^k (1-q)^{n-k} \sum h_{1,2,3,\dots,k, \bar{k+1}, \dots, \bar{n-1}, \bar{n}} \right\} \quad (14)$$

$$\{1, 2, 3, \dots, k, \bar{k+1}, \dots, \bar{n-1}, \bar{n}\}$$

în care h este probabilitatea condiționată ca schema să funcționeze dacă elementele $1, 2, \dots, k$ funcționează iar restul elementelor $k+1, \dots, n-1, \bar{n}$ nu funcționează, iar n este numărul total al elementelor schemei. În suma din relația (14) sînt 2^n probabilități condiționate.

Se va analiza în continuare aspectul siguranței în funcționare a două sumatoare binare.

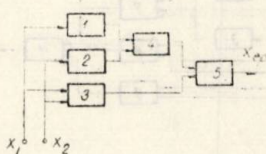


Figura 1

a) Dacă se notează cu x_1 și x_2 cele două cifre din sistemul binar care se adună și cu x_{ep} rezultatul adunării (suma modulo 2), atunci funcția x_{ep} este disjuncția a două funcții de interdicție numită funcție SAU — EXCLUSIV sau funcția de anticoincidență.

$$x_{ep} = \bar{x}_1 x_2 \cup x_1 \bar{x}_2 = (x_1 \cup x_2) (\bar{x}_1 \cup \bar{x}_2) = \bar{x}_1 x_2 (x_1 \cup x_2)$$

$$x_{ep} = (\bar{x}_1 \bar{x}_2) \bar{x}_2 \cup (x_1 \bar{x}_2) \quad (15)$$

Schema logică a funcției (15) este reprezentată în figura 1.

Prin unirea a două scheme ca cea din figura 1 se obține schema unui sumator binar cu module NICI ca în figura 2 în care x_{ti} — este cifra de transfer din poziția de rang superior care se aplică (prin semnalul electric corespunzător) la intrarea respectivă a sumatorului o dată

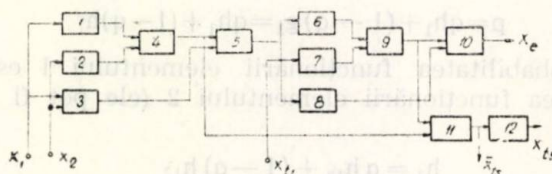


Figura 2

cu cifrele x_1 și x_2 , iar x_{ts} — este cifra de transfer în poziția de rang superior [5]. La cele două ieșiri ale schemei sumatorului binar din figura 2 se obține :

$$x_e = (\bar{x}_{ep} \bar{x}_{tr,i}) \vee (x_{ep} \bar{x}_{ti}) \quad (16)$$

$$\bar{x}_{ts} = (\bar{x}_{ep} \bar{x}_{ti}) \vee (\bar{x}_1 \bar{x}_2) \quad (17)$$

Un alt mod de realizare a sumatorului binar cu module NICI, este arătat în schema din figura 3. Funcțiile logice corespunzătoare sînt :

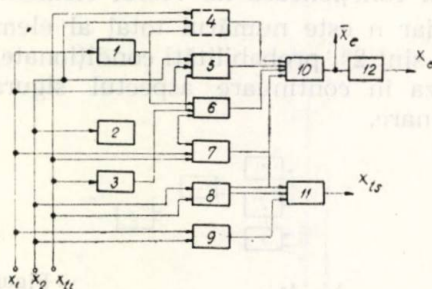


Figura 3

$$\bar{x}_e = (\bar{x}_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3) \vee (x_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3) \vee (x_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3) \vee (\bar{x}_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3) \quad (18)$$

$$x_{ts} = (x_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3) \vee (x_2 \bar{x}_3) \vee (x_1 \bar{x}_2) \quad (19)$$

În tabelele 1 și 2 sînt trecute valorile sumei și a cifrei de transfer în poziția de rang superior, pentru cele 8 combinații ale variabilelor x_1 , x_2 și x_{ti} în cazul defectării unuia din cele 11 elemente (module NICI).

De exemplu pentru schema din figura 2 cînd modulul NICI 1 nu funcționează iar modulul NICI 2, 3, ..., 11 funcționează, se obține :

$$x_e = (\overline{x_1 x_2} \mid \overline{x_{ti}}) \mid (x_1 \overline{x_2} \mid x_{ti}) = [(x_1 \mid \overline{x_2}) \mid \overline{x_{ti}}] \mid [(\overline{x_1} \mid x_2) \mid x_{ti}] \quad (20)$$

$$\overline{x_{ts}} = (\overline{x_1 x_2} \mid \overline{x_{ti}}) \mid x_2 = [(x_1 \mid \overline{x_2}) \mid \overline{x_{ti}}] \mid x_2$$

Tabelul 1

x_1	x_2	x_{ti}	x_e	Elemente defecte - schema fig. 2											Elemente defecte - schema fig. 3										
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	1	1	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	0	1
0	1	0	1	0	1	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0	1
1	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	0	1
1	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	0	1
Probabilități →				$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{4}{8}$	1	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	1	1	$\frac{4}{8}$	1

Tabelul 2

x_1	x_2	x_{ti}	x_{ts}	Elemente defecte - schema fig. 2											Elemente defecte - schema fig. 3										
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
1	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0
0	0	1	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0
Probabilități				$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{6}{8}$	1	$\frac{6}{8}$	1	$\frac{4}{8}$	1	1	1	1	1	1	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	1	$\frac{4}{8}$

În schemele din figura 2 A și 2 B sînt arătate schemele echivalente pentru cazul cînd modulul NICI-4 și respectiv NICI-9 nu funcționează iar restul modulelor funcționează. Expresiile funcțiilor logice de ieșire vor fi respectiv :

$$x_e = [(x_1 \mid \overline{x_2}) \mid \overline{x_{ti}}] \mid [(\overline{x_1} \mid \overline{x_2}) \mid x_{ti}] \quad (21)$$

$$x_{ts} = (x_1 \mid \overline{x_2}) \mid \overline{x_{ti}}$$

și

$$\begin{aligned} x_e &= [(\bar{x}_1 \mid \bar{x}_2) \mid (x_1 \mid x_2)] \mid x_{ti} \\ x_{ts} &= \bar{x}_1 \mid \bar{x}_2 \end{aligned} \quad (22)$$

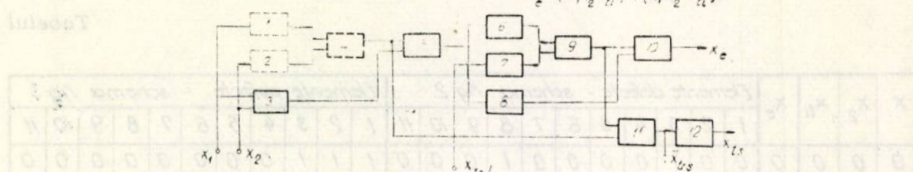


Fig. 2 a

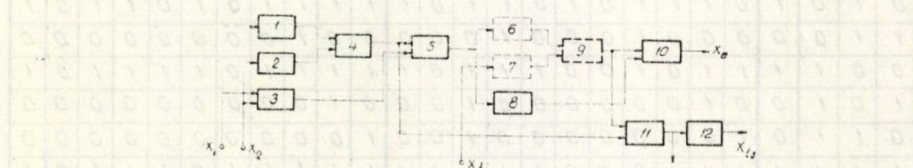


Fig. 2 b

Pentru sumatorul din figura 2 în aceleași condiții de defectare a modulelor 4 și respectiv 9, se obțin schemele echivalente din figura 3 A respectiv 3 B și expresiile :

$$\begin{aligned} x_e &= (x_1 \mid x_2 \mid \bar{x}_{ti}) \mid (\bar{x}_1 \mid \bar{x}_2 \mid x_{ti}) \mid (x_1 \mid \bar{x}_2 \mid x_{ti}) \\ x_{ts} &= (x_1 \mid \bar{x}_2 \mid x_{ti}) \mid (x_2 \mid x_{ti}) \mid (x_1 \mid x_2) \end{aligned} \quad (23)$$

și

$$\begin{aligned} x_e &= (\bar{x}_1 \mid \bar{x}_2 \mid x_{ti}) \mid (x_1 \mid x_2 \mid \bar{x}_{ti}) \mid (x_1 \mid x_2 \mid \bar{x}_{ti}) \mid (x_1 \mid \bar{x}_2 \mid x_{ti}) \\ x_{ts} &= (x_1 \mid \bar{x}_2 \mid x_{ti}) \mid (x_2 \mid x_{ti}) \end{aligned} \quad (24)$$

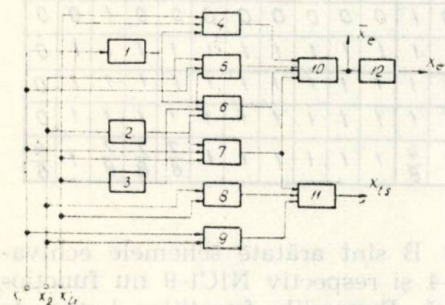


Fig. 3 a

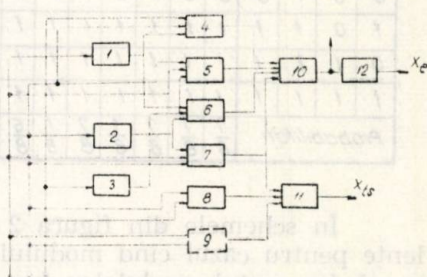


Fig. 3 b

Probabilitatea ca schema să funcționeze dacă un element NICI nu funcționează iar restul elementelor funcționează este trecută în tabele în dreptul fiecărui element defect.

Probabilitatea ca schema din figura 2, respectiv cea din figura 3 să funcționeze, referitor la suma x_e , ținând seama de relația (14), va fi respectiv :

$$P_2 = q^{11} + \frac{64}{8} q^{10} (1 - q) \quad (25)$$

$$P_3 = q^{11} + \frac{73}{8} q^{10} (1 - q) \quad (26)$$

iar referitor la cifra de transfer x_{ts} , probabilitatea va fi respectiv :

$$P_{2ts} = q^{11} + \frac{74}{8} q^{10} (1 - q) \quad (27)$$

$$P_{3ts} = q^{11} + \frac{81}{8} q^{10} (1 - q) \quad (28)$$

Făcînd diferența probabilităților din relațiile (25) și (28) se obține :

$$P_3 - P_2 = \frac{9}{8} q^{10} (1 - q) > 0 \quad (29)$$

$$P_{3ts} - P_{2ts} = \frac{7}{8} q^{10} (1 - q) > 0 \quad (30)$$

deoarece $0 \leq q < 1$.

Concluzii

— Deși cele două scheme din figurile 2 și 3 au același număr de module NICI, siguranța în funcționare a schemei din figura 3 este mai mare decît a celei din figura 2.

— Schema din figura 2 are 18 intrări și 7 nivele ale semnalelor, iar schema din figura 3 are 27 intrări și numai 4 nivele. Se poate concluziona că schemele cu un număr minim de elemente legate în serie prezintă o siguranță în funcționare mai mare.

— În cele de mai sus s-au calculat probabilitățile pentru cazul cînd se defectează un singur element, obținîndu-se 11 structuri ale schemelor pentru care s-a scris valoarea mărimilor x_e și x_{ts} , în cazul celor 8 variante ale mărimilor de intrare. Cînd se defectează cîte două elemente se obțin 55 de variante de scheme pentru fiecare din schemele considerate, iar cînd se defectează cîte trei elemente se vor obține 165 de variante de scheme pentru fiecare din schemele din figura 2 și 3. Calculul probabilității totale în cazul unor scheme cu mai multe elemente ar cere un volum foarte mare de muncă. Practica a dovedit însă că calcularea probabilităților în cazul defectării unui element și a două elemente, prezintă garanția sigură asupra valorii probabilității totale.

Lucrare comunicată în Conferința catedrei de Electrotehnică din Institutul politehnic Brașov, în decembrie 1967 și la sesiunea științifică jubiliară, 20 de ani de la înființarea învățământului tehnic superior în orașul Brașov, 6 decembrie 1968.

Summary

Two schemes of binary summation instruments having the same number of NICI modules but different structures are compared as to the safety in operation by using a probability method. The conclusions reached are generally valid for the structure of combinatorial logic systems providing the greatest safety in operation.

Bibliografie

1. MIHOC G. Acad. ș.a.: *Elemente de teorie a probabilităților și aplicațiilor ei*. Ed. științifică, 1966.
2. CĂTUNEANU V. M.: *Bazele teoretice ale siguranței de funcționare a aparaturii radioelectronice*. „Telecomunicații” 7—8, 1964.
3. MIHĂILĂ, N.: *Introducere în teoria probabilităților și statistica matematică*. E.D.P. 1965.
4. DOBRESKU, D.: *Asupra mărimii siguranței în funcționare a circuitelor SAU—EXCLUSIV, realizate cu elemente logice*. Automatica și electronica 3, 1967.
5. CRUȚU, G.: *Elemente de matematici pentru calculatoarele electronice numerice*. Curs litografiat. I. P. Brașov, 1966.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XI — 1969

**Mecanică, rezistența materialelor,
teoria mecanismelor, organe de mașini**

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XI — 1969

**Theoretical mechanics, Strength of materials,
Theory of mechanisms, machine parts**

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XI — 1969

**Mecanique, Rezistance des materiaux,
Theorie des mecanismes, organes de machines**

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XI — 1969

**Mechanik, Festigkeitslehre, Getriebelehre,
Maschinenteile**

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XI — 1969

**Теоретическая механика, сопротивление
материалов, теория механизмов и машин,
детали машин**

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

ȘINA CONTINUĂ SUPUSĂ LA VARIĂȚII DE TEMPERATURĂ ÎN REGIM ELASTO-PLASTIC CU ÎNTĂRIRE

C. C. TEODORESCU

INTRODUCERE

Calea ferată se compune din cele două șine, rezemate pe traverse echidistante, așezate pe balast. Este deci o grindă continuă, rezemată pe reazeme tasabile. Legătura între deplasarea reazemului și forța ce-i revine, reacțiunea corespunzătoare, a fost căutată experimental și este dată printr-o curbă. Aceasta poate fi aproximată prin două legi liniare (figura 1).

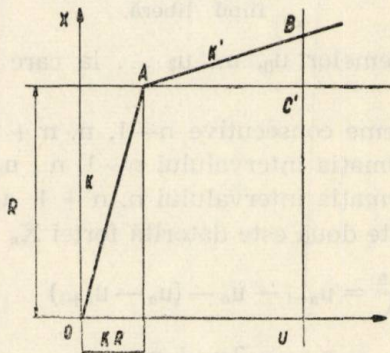


Fig. 1. Curba caracteristică schematizată prin două linii drepte

Pe prima porțiune admitem legea proporționalității

$$u = KX \quad (1)$$

ceea ce are loc pînă la o valoare $X = R$, la care corespunde

$$u_{e_1} = KR \quad (2)$$

care este deplasarea elastică.

Mai departe, pe a doua porțiune, luăm tot o lege liniară, pe care o exprimăm printr-un alt coeficient K'

$$K' \cdot \overline{BC} = u - KR$$

$$X = R + \overline{BC} = R + \frac{u - KR}{K'}$$

$$u = K'X - R (K' - K) \quad (3)$$

Aceasta este regiunea plastică cu întărire. În caz cînd cea de a doua dreaptă este paralelă cu axa u , urmează că $X = R$, pentru orice valoare a deplasării. Cu alte cuvinte reacțiunea rămîne constantă, iar deplasarea crește mereu. Este cazul ideal plastic.

Să considerăm șina sudată, de lungime foarte mare, rezemată pe traverse echidistante, extremitatea fiind liberă (figura 2). Ca urmare a dilatării șinei prin urcarea temperaturii, apar deplasări

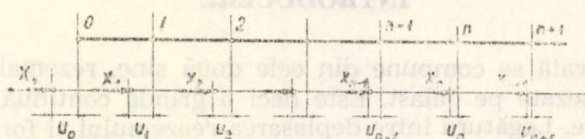


Fig. 2. Șina sudată, de lungime foarte mare, rezemată pe traverse echidistante, extremitatea fiind liberă.

longitudinale ale reazemelor $u_0, u_1, u_2 \dots$ la care corespund reacțiuni $X_0, X_1, X_2 \dots$

Luînd trei reazeme consecutive $n-1, n, n+1$, vom avea :

$$\text{deformația intervalului } n-1, n \quad u_{n-1} - u_n$$

$$\text{deformația intervalului } n, n+1 \quad u_n - u_{n+1}$$

iar diferența între aceste două este datorită forței X_n

$$\begin{aligned} \frac{X_n a}{EA} &= u_{n-1} - u_n - (u_n - u_{n+1}) \\ &= u_{n-1} - 2u_n + u_{n+1} \end{aligned} \quad (4)$$

Aceste relații le vom folosi în cele ce urmează.

REGIUNEA ELASTICĂ

În regiunea elastică, folosind relația $u = KX$, găsim din (4)

$$\frac{X_n a}{EA} = KX_{n-1} - 2KX_n + KX_{n+1}$$

și introducând notația

$$\gamma = \frac{KEA}{a}$$

avem ecuația

$$\gamma X_{n-1} - (1 + 2\gamma)X_n + \gamma X_{n+1} = 0$$

care are ca soluție

$$X_n = Cx^n$$

Introducând această soluție în ecuație găsim

$$\gamma \frac{1}{x} - (1 + 2\gamma) + \gamma x = 0$$

ecuație reciprocă cu două rădăcini x_1, x_2 dintre care, pentru că pentru n foarte mare, deplasările și forțele devin foarte mici, luăm pe cea sub-unitară :

$$x_1 = \frac{1 + 2\gamma - \sqrt{1 + 4\gamma}}{2\gamma} \quad (5)$$

Constanta C o aflăm din condiția la capătul liber. Aci, în primul interval, pentru o variație de temperatură $\Theta = t - t_0$, t_0 fiind temperatura de montaj la care forțele și deplasările sînt nule, vom avea :

$$\alpha \Theta - \frac{X_0 a}{EA} = u_0 - u_1 = K(X_0 - X_1)$$

în care α este coeficientul de dilatație liniară al oțelului, A secția șinei, E coeficientul de elasticitate al oțelului șinei, și folosind soluția generală :

$$\begin{aligned} C(1 + \gamma) - \gamma Cx_1 &= AE\alpha\Theta \\ C &= \frac{AE\alpha}{1 + \gamma - \gamma x_1} \Theta \end{aligned} \quad (6)$$

Aceste ecuații sînt valabile în regiunea elastică, adică cît timp $X_0 < R$. La granița regiunii elastice :

$$X_0 = C = \frac{AE\alpha}{1 + \gamma - \gamma x_1} \Theta = R$$

adică la temperatura :

$$\Theta_k = \frac{R(1 + \gamma - \gamma x_1)}{AE\alpha} \quad (7)$$

pe care o vom numi treapta elastică de temperatură, începe regiunea plastică.

La această temperatură vom avea :

$$\begin{aligned} X_0(\Theta_k) &= R \\ X_1(\Theta_k) &= Rx_1 \\ X_2(\Theta_k) &= Rx_1^2 \\ &\dots \end{aligned} \quad (8)$$

REGIUNEA PLASTICĂ

Să considerăm că la o temperatură Θ_m , porțiunea de la capătul liber pînă la traversa m este în regiunea plastică, iar porțiunea ce urmează este încă în regiunea elastică, reacțiunile nu au atins valoarea limită R .

Ecuatiile vor fi în acest caz :

$$\begin{aligned}(1 + \gamma') X_0 - \gamma' X_1 &= A E \alpha \Theta_m \\ \gamma' X_0 - (1 + 2\gamma') X_1 + \gamma' X_2 &= 0 \\ &\dots \dots \dots \\ \gamma' X_{m-2} - (1 + 2\gamma') X_{m-1} + \gamma' X_m &= -R(\gamma' - \gamma) \\ \gamma' X_{m-1} - (1 + 2\gamma') X_m + \gamma' X_{m+1} &= R(\gamma' - \gamma) \\ \gamma' X_m - (1 + 2\gamma') X_{m+1} + \gamma' X_{m+2} &= 0 \\ &\dots \dots \dots\end{aligned}$$

Primele ecuații, în regiunea plastică, prezintă necunoscutele $X_0, X_1, \dots, X_{m-1}$.

În domeniul elastic, după cum am văzut mai sus avem :

$$X_m = R, \quad X_{m+1} = R x_1, \quad X_{m+2} = R x_1', \dots$$

care satisfac ultimele ecuații.

Din ultimele ecuații, cu membru al doilea, făcînd $X_m = R$, găsim :

$$\begin{aligned}\gamma' X_{m-1} &= (1 + 2\gamma') R + \gamma' R x_1 + R(\gamma' - \gamma) \\ X_{m-1} &= \frac{R}{\gamma'} \left(1 + \gamma - \gamma x_1 \right) + R = \frac{A E \alpha \Theta_k}{\gamma'} + R \\ \gamma' X_{m-2} &= (1 + 2\gamma') \left[\frac{A E \alpha \Theta_k}{\gamma'} + R \right] - \gamma R - R(\gamma' - \gamma) \\ X_{m-2} &= \frac{1 + 2\gamma'}{\gamma'} \frac{A E \alpha \Theta_k}{\gamma'} + \frac{1 + \gamma'}{\gamma'} R\end{aligned}$$

Celelalte ecuații, cu membrul al doilea nul, le putem scrie

$$\frac{1 + 2\gamma'}{\gamma'} = \frac{X_{m-3} + X_{m-1}}{X_{m-2}} = \frac{X_{m-4} + X_{m-2}}{X_{m-3}} = \dots = \frac{X_1 + X_3}{X_2} = \frac{X_0 + X_2}{X_1}$$

și ne servesc la calculul succesiv al reacțiunilor.

Prima ecuație ne dă temperatura Θ_m .

Valorile reacțiunilor, pentru diferite temperaturi, sînt date în tabelul 1.

Reacțiunile X pentru diferite temperaturi

Tabelul 1

Reacție	Θ_k	Θ_1	Θ_2	Θ_3	Θ_4
X_0	R	$\frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma_1} + R$	$\frac{1+2\gamma'}{\gamma'} \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \frac{1+\gamma'}{\gamma'}$	$\frac{1+4\gamma'+3\gamma'^2}{\gamma'^2} \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} +$ $+ R \frac{1+3\gamma'+\gamma'^2}{\gamma'^2}$	$\frac{(1+2\gamma')(1+4\gamma'+2\gamma_1^2)}{\gamma'^3} \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} +$ $+ \frac{1+5\gamma'+6\gamma'^2+\gamma'^3}{\gamma'^3} + R$
X_1	RX_1	R	$\frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R$	$\frac{1+2\gamma'}{\gamma'} \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \frac{1+\gamma'}{\gamma'}$	$\frac{1+4\gamma'+3\gamma'^2}{\gamma'^2} \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \frac{1+3\gamma'+\gamma'^2}{\gamma'^2}$
X_2	RX_1^2	R_1	R	$\frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R$	$\frac{1+2\gamma'}{\gamma'} \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \frac{1+\gamma'}{\gamma'}$
X_3	RX_1^2	RX_1^2	RX_1	R	$\frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R$
X_4	RX_1^2	RX_1^2	RX_1^2	RX_1	R
X_5	RX_1^2	RX_1^2	RX_1^2	RX_1^2	RX_1
X_6	RX_1^2	RX_1^2	RX_1^2	RX_1^2	RX_1^2

DEPLASĂRI

La finele regiunii elastice, la temperatura Θ_k avem deplasările elastice :

$$u_0(\Theta_k) = KR, \quad u_1(\Theta_k) = KRx_1, \quad u_2(\Theta_k) = KRx_1^2, \dots$$

La temperatura Θ_1 , la care $x_1 = R$, X_0 este în regiunea plastică, deci :

$$\begin{aligned} u_0(\Theta_1) &= K'X_0 - R(K' - K) = K' \left[-\frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \right] - R(K' - K) \\ &= a\alpha\Theta_k + KR \end{aligned}$$

$$u_1(\Theta_1) = KX_1 = KR = u_0(\Theta_k)$$

$$u_2(\Theta_1) = KX_2 = KRx_1 = u_1(\Theta_k)$$

.

La temperatura Θ_2 , la care $X_2 = R$, iar X_0 și X_1 sînt în zona plastică, găsim :

$$\begin{aligned} u_0(\Theta_2) &= K'X_0 - R(K' - K) = K' \left[\frac{1+\gamma'}{\gamma'} - \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \frac{1+\gamma'}{\gamma'} \right] - R(K' - K) \\ &= \frac{1+2\gamma'}{\gamma'} a\alpha\Theta_k + \frac{Ra}{AE} + KR \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u_1(\Theta_2) &= K'X_1 - R(K' - K) = K' \left[-\frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \right] - R(K' - K) \\ &= a\alpha\Theta_k + KR = u_0(\Theta_1) \end{aligned}$$

$$u_2(\Theta_2) = KX_2 = KR = u_0(\Theta_k)$$

$$u_3(\Theta_2) = KX_3 = KRx_1 = u_1(\Theta_k)$$

.

La temperatura Θ_3 , la care $X_0 = R$, iar X_0 , X_1 , X_2 sînt în regiunea plastică, găsim

$$\begin{aligned} u_0(\Theta_3) &= \frac{1+4\gamma'+3\gamma'^2}{\gamma'^2} \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \frac{1+3\gamma'+\gamma'^2}{\gamma'^2} - R(K' - K) \\ &= \frac{1+4\gamma'+3\gamma'^2}{\gamma'^2} a\alpha\Theta_k + \frac{1+3\gamma'}{\gamma'} \frac{Ra}{AE} + KR \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u_1(\Theta_3) &= K' \left[\frac{1+2\gamma'}{\gamma'} \frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \frac{1+\gamma'}{\gamma'} \right] - R(K' - K) \\ &= \frac{1+2\gamma'}{\gamma'} a\alpha\Theta_k + \frac{Ra}{AE} + KR = u_0(\Theta_2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u_2(\Theta_3) &= K' \left[-\frac{AE\alpha\Theta_k}{\gamma'} + R \right] - R(K' - K) \\ &= a\alpha\Theta_k + KR = u_0(\Theta_1) \end{aligned}$$

.

Se vede deci că deplasările la temperaturile succesive se re-
produc.

Valorile deplasărilor, pentru diferite temperaturi sînt date în
tabela 2.

MIȘCAREA TRAVERSELOR

Cu ajutorul tabelii 2 s-a desenat în figura 3 mișcarea traverselor,
dînd poziția lor la diferite temperaturi.

Pentru limita regiunii elastice Θ_k avem pozițiile $A_0, A_1, A_2, \dots$

Verificăm pe figură că avem :

$$A_0, A_1 = a + u_0 - u_1 = a + KR - KRx_1$$

$$A_0 A_1 = a + a\alpha\Theta_k - \frac{Ra}{EA}$$

egalînd deducem

$$\Theta_k = \frac{R}{EA\alpha} (1 + \gamma - \gamma x_1)$$

adică temperatura elastică.

Pentru cazul cînd a doua traversă atinge limita R la tempera-
tura Θ_1 , avem pozițiile $B_0, B_1, B_2, \dots$

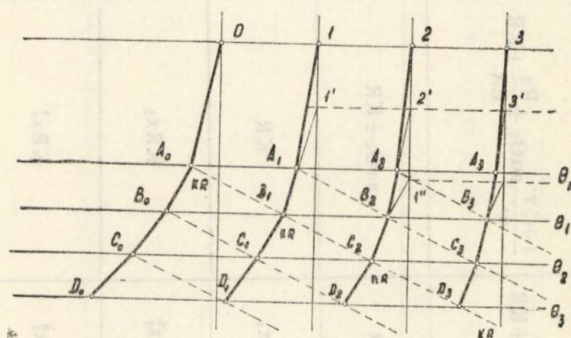


Fig. 3. Mișcarea traverselor la diferite temperaturi

Verificăm pe figură că avem

$$B_1 B_2 = a + u_1 - u_2 = a + KR - KRx_1$$

$$B_1 B_2 = a + a\alpha\Theta_1 - \frac{x_0 + R}{EA} a$$

Deplasările u pentru diferite temperaturi

Tabelul 2

Depl.	Θ_k	Θ_1	Θ_2	Θ_3	Θ_4
u_0	KR	$a\alpha\Theta_k + KR$	$\frac{1+2\gamma'}{\gamma'} a\alpha\Theta_k + \frac{Ra}{EA} + KR$	$\frac{1+4\gamma'+3\gamma'^2}{\gamma'^2} a\alpha\Theta_k + \frac{1+3\gamma'}{\gamma'} \frac{Ra}{EA} + KR$	$\frac{1+2\gamma'}{\gamma'} - \frac{1+4\gamma'+2\gamma'^2}{\gamma'^2} a\alpha\Theta_k +$ $+ \frac{1+2\gamma'}{\gamma'} - \frac{1+3\gamma'}{\gamma'} \frac{Ra}{EA} + KR$
u_1	KRx_1	KR	$a\alpha\Theta_k + KR$	$\frac{1+2\gamma'}{\gamma'} a\alpha\Theta_k + \frac{Ra}{EA} + KR$	$\frac{1+4\gamma'+3\gamma'^2}{\gamma'^2} a\alpha\Theta_k + \frac{1+3\gamma'}{\gamma'} \frac{Ra}{EA} + KR$
u_2	KRx_1^2	KRx_1	KR	$a\alpha\Theta_k + KR$	$\frac{1+2\gamma'}{\gamma'} a\alpha\Theta_k + \frac{Ra}{EA} + KR$
u_3	KRx_1^3	KRx_1^2	KRx_1	KR	$a\alpha\Theta_k + KR$
u_4	KRx_1^4	KRx_1^3	KRx_1^2	KRx_1	KR
u_5	KRx_1^5	KRx_1^4	KRx_1^3	KRx_1^2	KRx_1
u_6	KRx_1^6	KRx_1^5	KRx_1^4	KRx_1^3	KRx_1^2

egalind deducem :

$$\Theta_1 = \frac{R}{AE\alpha} + \frac{1+\gamma'}{\gamma'} \Theta_k = \Theta_r + \frac{1+\gamma'}{\gamma'} \Theta_k$$

in care Θ_R este treapta de temperatură pentru lunecare la sarcina R.

Luind punctele 1', 2' ... avem :

$$\frac{1'A_1}{1'B_1} = \frac{KRx_1}{KR} = x_1, \quad \frac{2'A_2}{2'B_2} = \frac{KRx_1^*}{KRx_1} = x_1, \quad . . .$$

deci punctele 1', 2', 3' ... sînt pe aceeași paralelă. Cînd a treia traversă atinge limita R, adică la temperatura Θ_2 , avem pozițiile $C_0, C_1, C_2 \dots$

$$C_2 C_3 = a + u_2 - u_3 = a + KR - KRx_1$$

$$C_2 C_3 = a + \alpha\alpha\Theta_2 - \frac{X_0 + X_1 + R}{EA} a$$

egalind deducem :

$$\Theta_2 = \Theta_k + \frac{1+3\gamma'}{\gamma'} \frac{\Theta_k}{\gamma'} + \frac{1+2\gamma'}{\gamma'} \Theta_R$$

Putem astfel să scriem succesiv temperaturile.

După cum se vede deplasările diferitelor traverse se reproduc la temperaturile succesive, la care se face trecerea traversei în regiunea plastică.

Abstract

Introduction the experimental relation between displacements and forces taken schematically with two straight lines. Problemsetting for the rail of infinite length. Solution and calculation of the reactions and displacements.

Elastic range, elastic step of temperature.

Plastic range, reproduction of the reactions.

Displacements in the elastic and the elasto-plastic range, reproduction of the displacement, movements of the sleepers.

the displacement movements of the shears.
Displacements in the elastic and the elasto-plastic range, reproduction of
Plastic range reproduction of the reactions.
Elastic range elastic state of temperature.
Reaction position and calculation of the reactions and displacements.
taken schematically with two straight lines. Formulating for the tail of infinite
introduction the experimental relation between displacements and forces

Abstract

plastic.
temperature successive, la care se face trecerea treptat în regiunea
după care se vede deplasările diferitelor traverses se reproduc în
într-un stadiu de schimb succesiv temperaturilor.

$$\Theta_2 = \Theta_1 + \frac{1+\gamma}{\gamma} \frac{\Theta_1}{Y} + \frac{1+\gamma}{\gamma} \frac{\Theta_1}{Y} \Theta_1$$

reduced deducem:

$$C_2 C_2 = a + \alpha \Theta_2 \frac{X + X_0 + R}{EA} a$$

$$C_2 C_2 = a + \alpha \Theta_2 = a + KR - KR \alpha$$

stange limită R, adică la temperatură Θ_2 , avem pozițiile $C_2, C_2, \dots$
doi puncte 1', 2', 3', ... sînt pe aceeași parabolă. Cînd a treia traversă
la punctele 1', 2', 3', ... avem:

$$\frac{1}{E} \frac{X_1}{L} = \frac{KR X_1}{K} = X_1, \quad \frac{2}{E} \frac{X_2}{L} = \frac{KR X_2}{K} = X_2, \quad \frac{3}{E} \frac{X_3}{L} = \frac{KR X_3}{K} = X_3$$

la care Θ_2 este înălțimea de temperatură pentru înălțarea la sarcină R
la punctele 1', 2', ... avem:

$$\Theta_1 = \frac{R}{AE \alpha} + \frac{1+\gamma}{\gamma} \frac{\Theta_1}{Y} \Theta_1 = \Theta_1 + \frac{1+\gamma}{\gamma} \frac{\Theta_1}{Y} \Theta_1$$

reduced deducem:

ASPECTE DIN ACTIVITATEA DE ÎNCERCARE A OȚELURILOR LA CALD DESFĂȘURATĂ LA CATEDRA DE REZISTENȚA MATERIALELOR A INSTITUTULUI POLITEHNIC TIMIȘOARA

HAJDU IOSIF *

1. IMPORTANȚA ÎNCERCĂRILOR LA CALD A OȚELURILOR

1.1. O parte din piesele mașinilor termoelectrice și ale unor instalații chimice, cum ar fi de exemplu, piesele cazanelor și turbinelor cu abur, recipientii de distilare din industria petroliferă, lucrează timp îndelungat la temperaturi ridicate. Deoarece dintre toți factorii care influențează proprietățile mecanice ale metalelor, efectul temperaturii este cel mai însemnat, rezistența și deformarea pieselor de mașini solici- tate la temperaturi ridicate vor diferi în mare măsură de cele pe care le au la temperatura ambiantă. Din această cauză, proiectarea rațională a pieselor acestor mașini trebuie făcută pe baza caracteristicilor de rez- istență și de deformare a metalului utilizat, determinate la temperatura de funcționare a pieselor respective prin încercări corespunzătoare.

Sub efectul temperaturii ridicate, valoarea rezistenței la rupere sau a tensiunii limită, care produce un anumit grad de deformare plas- tică, scade considerabil în comparație cu valoarea determinată la tem- peratura ambiantă. Totodată peste o anumită temperatură — care diferă de la un metal la altul — atît rezistența la rupere, cît și tensiunea care produce o anumită deformare, scad și cu creșterea duratei de aplicare a sarcinei. Din această cauză încercările de rezistență la temperaturi ridi- cate, în funcție de durata aplicării sarcinii se împart în încercări de scurtă durată (sub 100 ore) și încercări de lungă durată (peste 1000 ore). Astfel încercările cuprinse între 100...1000 ore se pot considera de medie durată.

Încercările statice de scurtă durată sînt potrivite în primul rînd pentru determinarea caracteristicilor de rezistență a oțelului pieselor cu o durată scurtă de funcționare la temperaturi ridicate, cum ar fi de

* Institutul politehnic Timișoara.

exemplu piesele rachetelor (cu durată de câteva zeci de minute) sau piesele motoarelor cu reacție (cu durată de câteva sute de ore). Pentru piese de oțel solicitate timp îndelungat, încercările statice de scurtă durată pot furniza caracteristici mecanice utile pentru proiectanți și tehnologi numai în cazul când temperatura de lucru, respectiv cea de încercare este sub 350°C (la piese din oțel obișnuit) și 450°C (la cele din oțel aliat).

Pentru temperaturi superioare și durate lungi de funcționare dimensionarea rațională a pieselor respective reclamă încercări de lungă durată.

1.2. La catedra de Rezistența materialelor a Institutului politehnic din Timișoara s-au efectuat în decursul anilor un număr însemnat de încercări la cald a oțelurilor. Ele se pot grupa în :

- încercări de întindere sub sarcină și temperatură constantă (încercări de fluaj) ;

- încercări de întindere sub sarcină progresivă și temperatură constantă.

În cele ce urmează se prezintă o sinteză a principalelor rezultate ale acestei activități, obținute mai ales în ultimul deceniu.

2. ÎNCERCĂRI DE ÎNTINDERE SUB SARCINĂ ȘI TEMPERATURĂ CONSTANTĂ (ÎNCERCĂRI DE FLUAJ)

2.1. Primele preocupări în acest domeniu la laboratorul catedrei datează din anul 1938. Atunci, pentru prima oară în țară, în colaborare cu Întreprinderea comunală a tramvaielor din Timișoara, sub conducerea acad. C. Mikloși și a profesorului emerit C. C. Teodorescu au fost efectuate încercări de fluaj de scurtă durată (45 ore) pe epruvetele din oțel

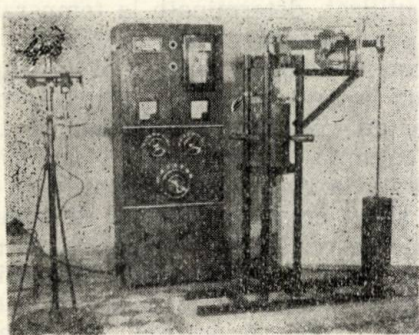


Fig. 1. Prima instalație de fluaj din țară

prelevate din țevile de supraîncălzitor al unui cazan de la Uzina electrică din Galați. Instalația de încercat folosită, cu un singur post, a fost de o construcție proprie la care încălzirea epruvetei se făcea în baia de Pb a unui cuptor electric (figura 1). Menținerea temperaturii în limitele prescrise s-a făcut manual cu ajutorul unei rezistențe electrice, legate în serie cu înfășurarea cuptorului.

În 1950, la aceeași instalație, s-a determinat limita tehnică de fluaj σ_{DVM} (după DIN), la $T = 475^\circ\text{C}$ a oțelului țevilor de supraîncălzitor ale cazanului I.P.R.O.M., proiectat și executat în țară.

2.2. Studiul sistematic al comportării la cald al unor oțeluri fabricate în țară a început în 1957 cu abordarea problemei alegerii raționale a tablelor de înlocuire pentru repararea cazanelor vechi de locomotivă, problemă propusă de Departamentul Căilor Ferate.

Încercările de acest fel s-au prezentat în lucrarea [1]. S-au determinat la temperatura $T = 400^\circ\text{C}$ pe instalația menționată, completată cu regulator automat de temperaturi, limitele tehnice de fluaj σ_{DVM} și $\sigma_{5/25-35}$ (după normele Veritas).

Din cercetarea oțelurilor OLK 1 și OLK 2 s-a văzut că numai tablele OLK 1 corespundeau reparării cazanelor vechi de locomotivă.

2.3. Problema reducerii volumului și duratei încercărilor de fluaj a preocupat și preocupă mulți cercetători. În principal se urmărește stabilirea de metode de extrapolare a rezultatelor, care pe baza unor încercări de durată mai scurtă să permită evaluarea cu o aproximație bună a caracteristicilor de rezistență la fluaj, corespunzătoare unor durate mai lungi.

Legat de această problemă, în lucrarea [2] s-a examinat precizia exprimării analitice a unor curbe de fluaj experimentale obținute pentru un oțel OLK 1 (cu 0,15 % C) la $T = 450^\circ\text{C}$, cu încărcări diferite și durate pînă la 500 ore (figura 2).

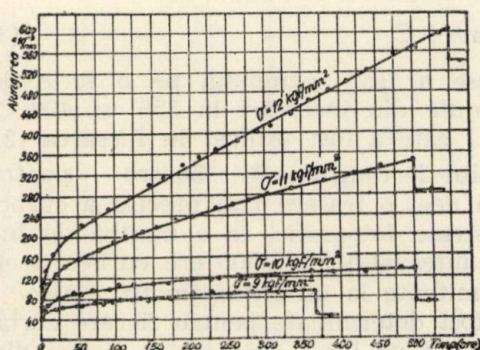


Fig. 2. Curbele de fluaj ale unui oțel OLK 1 la temperatura de 450°C pentru încărcări diferite

Din numeroasele relații analitice cunoscute din literatură au fost examinate următoarele relații relativ simple și utilizate mai frecvent:

$$\epsilon = Bt^\gamma + \alpha t \quad (1) \text{ a lui E. N. Da C. Andrade}$$

$$\Delta l = A + Bt^{1/3} + Ct \quad (2) \text{ a lui A. H. Cottrell}$$

unde B , γ , α respectiv A , B și C sînt constante ce trebuie determinate din rezultatele experimentale.

Scopul urmărit a fost alegerea celei mai bune formule pentru calculele de extrapolare a rezultatelor obținute din încercări de fluaj cu durata sub 100 ore, pentru durate pînă la 500 ore.

La determinarea constantelor primei formule, considerînd diferite intervale de timp ale curbelor de fluaj din figura 2, au rezultat valori mult diferite între ele. Aceasta arată că pentru curbele de fluaj considerate, formula (1) nu dă rezultate satisfăcătoare nici chiar pentru calcule de interpolare și deci cu atît mai puțin se pretează la un calcul de extrapolare.

Calculînd constantele formulei (2) — prin aplicarea metodei celor mai mici pătrate — abaterea dintre valorile furnizate de ecuațiile stabilite și valorile citite de pe curbele de fluaj experimentale au fost cuprinse în limitele $-0,8\%$ și $+1,6\%$. Aceasta arată că pentru curbele de fluaj considerate formula (2) a lui Cottrell este potrivită pentru calcule de interpolare.

Pentru a vedea în ce măsură formula (2) este potrivită pentru calcule de extrapolare, constantele formulei au fost recalculate apoi numai pe baza alungirii la 25, 50 și 100 ore de încărcare.

Cu ecuațiile stabilite s-au calculat apoi alungirile pentru 500 ore de încărcare. Din compararea lor cu valorile determinate experimental a rezultat o abatere maximă de -29% . Astfel nici formula (2) a lui Cottrell nu a dat la extrapolare rezultate satisfăcătoare.

În urma examinării unui număr însemnat de formule, în lucrarea [9] s-a propus pentru exprimarea analitică a curbelor de fluaj o nouă formulă (3), diferită de cele date în literatură.

$$\varepsilon = at^n + C \quad (3)$$

Valabilitatea formulei propuse a fost examinată pe o serie de curbe de fluaj experimentale, obținute din încercări la 350° și 400°C , pe epruvete din același oțel OLK 1 care a fost utilizat în lucrarea [2].

Se menționează că în intervalul de timp $t = 0 \dots 50$ ore — pentru a asigura o înregistrare continuă și deci o trasare mai precisă a curbei de fluaj — acestea au fost înregistrate fotografic, la o mașină de încercat la fluaj de tip TF-2. Pentru intervalul $50 \dots 500$ ore curbele s-au trasat prin puncte din citirile intermitente la un extensometru optic.

Constantele formulei (3) au fost determinate pentru fiecare curbă de fluaj experimentală în parte, numai pe baza ordonatelor curbei din intervalul $0 \dots 50$ ore. Determinările s-au făcut pe cale grafică prin metoda diferențelor finite.

Din aplicarea ecuațiilor stabilite la calcule de extrapolare a rezultat o abatere maximă de $-7,9\%$, între alungirile specifice obținute prin calcul și cele determinate experimental, pentru durata maximă de încărcare ($t = 500$ ore). Totodată folosind formula (2) a lui Cottrell, pentru același interval de extrapolare, abaterea maximă a fost de 22% .

Cercetările noastre ulterioare au arătat însă că noua formulă nu dă rezultate satisfăcătoare în calculele de extrapolare a curbelor de

fluaj, la care trecerea din prima fază în faza a doua se face după un timp relativ scurt [10].

2.4. Lucrarea [11] a avut ca obiect studiul comportării la întindere, la temperaturile 350°C, 400°C și 450°C a două oțeluri slab aliate cu Cr-Ni-Mo produse în țară pentru fabricarea rotorului unui tip de turbină cu abur.

Din încercările efectuate pe epruvete tratate termic, după același regim ca și rotoarele, au fost determinate: limita de curgere tehnică $\sigma_{0,2}$, modulul de elasticitate E_T și limita tehnică de fluaj σ_{DVM} la temperaturile menționate. Pentru unul din oțeluri s-a mai determinat și limita tehnică de fluaj $\sigma_{0,2/1000}$ la 450°C.

Rezultatele obținute au arătat că tratamentul termic aplicat a avut ca efect, pentru ambele oțeluri, caracteristici mecanice ridicate, în

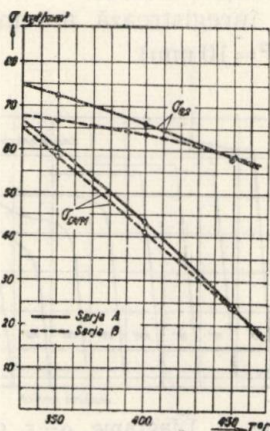


Fig. 3. Variația limitei de curgere tehnică $\sigma_{0,2}$ și a limitei tehnice de fluaj σ_{DVM} în funcție de temperatură

special la temperatura normală ($\sigma_{0,2} \approx 80 \text{ kgf/mm}^2$). De asemenea scăderea pronunțată a raportului $\sigma_{DVM}/\sigma_{0,2}$ cu creșterea temperaturii în intervalul $T = 350 \dots 450^\circ \text{C}$ (figura 3) a evidențiat faptul că încălzirea mai îndelungată sub sarcină a oțelurilor examinate a anulat în mare măsură efectul favorabil al tratamentului termic aplicat.

Obținând pentru unul din oțelurile examinate la $T = 450^\circ \text{C}$ o limită tehnică de fluaj $\sigma_{0,2/1000} = 22 \pm 1 \text{ kgf/mm}^2$, iar pentru limita tehnică de fluaj $\sigma_{DVM} \approx 24 \text{ kgf/mm}^2$, adică valori apropiate, aceasta arată că sub 450°C încercarea de fluaj de scurtă durată poate fi considerată suficient de concludentă pentru aprecierea rezistenței la cald a oțelurilor slab aliate de tipul celor examinate.

3. ÎNCERCĂRI DE ÎNTINDERE SUB SARCINĂ PROGRESIVĂ ȘI TEMPERATURĂ CONSTANTĂ

Încercarea la tracțiune cu sarcină progresivă este încercarea de bază nu numai pentru oțelurile pieselor ce lucrează la temperaturi apropiate de cea normală ci și pentru ale celor care sînt solificate la cald. Pentru temperaturi mai puțin ridicate limita de curgere la cald este folosită nemijlocit în calculele de rezistență. Pentru temperaturi superioare această caracteristică este utilă pentru încercări de comparație precum și pentru alegerea judicioasă a încărcărilor la încercările de fluaj.

3.1. Limita de curgere tehnică $\sigma_{0,2}$ a unui oțel depinde în afară de temperatură și de viteza de încercare.

Determinarea experimentală a lui $\sigma_{0,2}$ prin încărcări progresive în trepte sau încărcări-descărcări repetate reclamă participarea a doi tehnicieni. Din cauza variației pantei curbei caracteristice a oțelurilor are loc o creștere a dispersiei rezultatelor.

Instalația de concepție proprie realizată pentru încercări de tracțiune la diferite temperaturi înlătură deficiențele arătate.

De remarcă că diagrama σ, ϵ se înregistrează automat pe cale fotografică ($\epsilon = 0,1\% \hat{=} 20 \text{ mm}$, $\sigma = 1 \text{ kgf/mm}^2 \hat{=} 10 \text{ mm}$).

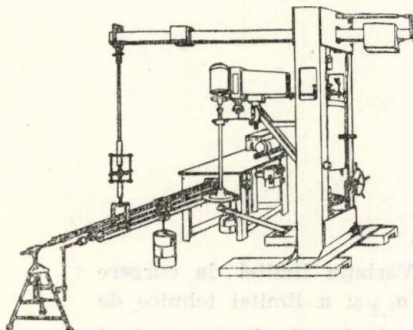


Fig. 4. Instalație pentru determinarea limitei de curgere a oțelurilor prin metoda cu viteză de încărcare constantă

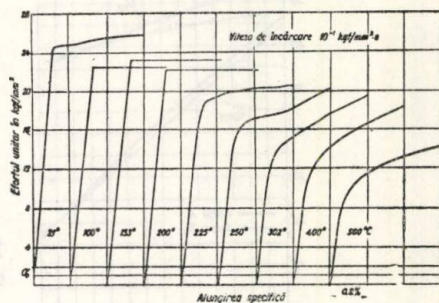


Fig. 5. Diagrame $\sigma-\epsilon$ obținute la diferite temperaturi cu viteză de încărcare constantă $v_{\sigma} = 10^{-1} \text{ kgf/mm}^2 \cdot \text{s}$

Modul de funcționare și primele rezultate sînt date în lucrarea [3].

3.2. Lucrarea [8] cuprinde rezultatele unui studiu relativ la influența temperaturii și vitezei de încărcare asupra limitei de curgere a unui oțel OLK 1. Scopul principal a fost determinarea micșorării limitei de curgere cu descreșterea vitezei de încărcare la diferite temperaturi, în raport cu valoarea corespunzătoare vitezei maxime admise în standarde.

În cadrul studiului au fost încercate 5 serii de epruvete.

Figura 5 reprezintă cîteva diagrame $\sigma-\epsilon$ ale primei serii de epruvete, iar figura 6 una din diagramele de variație $\sigma_c(\sigma_{0,2})=f(T)$. Prezența unui maxim la 180°C în diagrama de variație este o dovadă a susceptibilității pronunțate la îmbătrînire a oțelului.

Figurile 7 și 8 reprezintă diagramele obținute la încercarea seriei a doua de epruvete ($T = 24^\circ \text{C}$ și $v_\sigma = 10^{-5} \dots 1 \text{ kgf/mm}^2\text{s}$). Ele evidențiază scăderea cu aproape 20 % a limitei de curgere corespunzătoare vitezei de încărcare $v_\sigma = 10^{-4} \text{ kgf/mm}^2\text{s}$ față de cea aferentă vitezei $v_\sigma = 1 \text{ kgf/mm}^2\text{s}$.

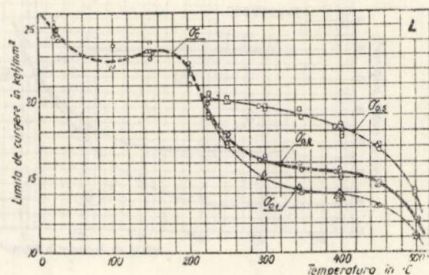


Fig. 6. Variația limitei de curgere aparentă σ_c și tehnică $\sigma_{0,2}$ și a eforturilor unitare limită $\sigma_{0,1}$ și $\sigma_{0,5}$ în funcție de temperatură, pentru epruvete cu axa paralelă cu direcția de laminare

Diagramele din figurile 9 și 10 s-au obținut cu epruvetele seriei 4 la 250°C .

Din studiul efectuat s-au desprins următoarele concluzii mai importante :

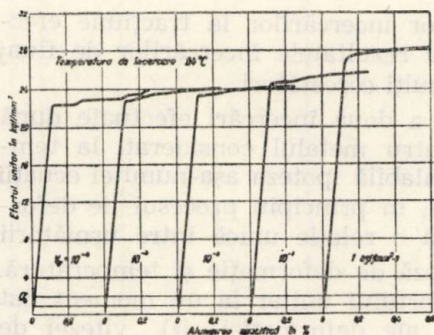


Fig. 7. Alura diagramelor σ — ϵ obținute la temperatura normală, cu viteze de încărcare diferite

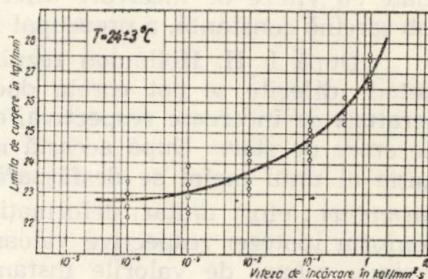


Fig. 8. Variația limitei de curgere aparentă în funcție de viteza de încărcare, la temperatura normală

a) Dependența relativ mare a valorii limitei de curgere a unui oțel moale de viteza de încărcare, la diverse temperaturi — inclusiv la cea normală — evidențiază necesitatea executării încercărilor la tracțiune cu o anumită viteză de încărcare, atât pentru a putea face compararea din punct de vedere calitativ a două sau mai multe oțeluri cât și pentru aprecierea uniformității calității unui anumit oțel.

b) Pentru calculul de rezistență al elementelor de construcții din oțel moale solicitate static este de dorit să se determine valoarea minimă și stabilă a limitei de curgere corespunzătoare unei viteze de încărcare

pentru care curba de variație $\sigma=f(v_{\sigma})$ se apropie de asimptota orizontală. Numai în acest caz se poate conta pe respectarea coeficientului de siguranță admis, care în raport cu limita de curgere coboară pînă la valoarea 1,5 sau chiar 1,3.

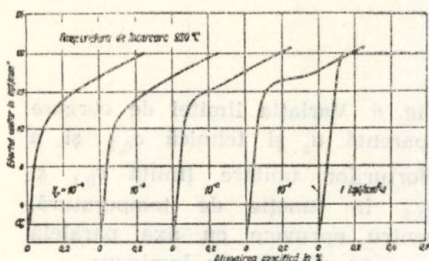


Fig. 9. Alura diagramelor $\sigma - \epsilon$ obținute la temperatura $T = 250^\circ \text{C}$ cu viteze de încălzare diferite

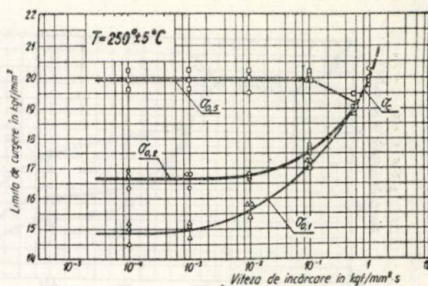


Fig. 10. Variația limitei de curgere $\sigma_{0,2}$ (σ_c) și variația eforturilor unitare limită $\sigma_{0,1}$ și $\sigma_{0,5}$ în funcție de viteza de încălzare, la temperatura $T = 250^\circ \text{C}$

3.3. Problema corelării rezultatelor încercărilor la tracțiune efectuate cu viteze de încercare diferite, cu rezultatele încercărilor de fluaj sub sarcină constantă, a preocupat mai mulți cercetători.

După I. H. Hollomon rezultatele a două încercări efectuate după metode diferite se pot corela dacă pentru metalul considerat, la temperatura de încercare respectivă, este valabilă ipoteza așa-numitei ecuații mecanice de stare. După această ipoteză, în principiu procesul de deformare al unui metal se desfășoară după o relație unică între următorii parametri: efort unitar, deformare, viteză de deformare și temperatură. Conform ipotezei respective valoarea efortului unitar la un moment dat depinde numai de valorile instantanee ale deformăției (ϵ) vitezei de deformare ($\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt}$) și temperatură (T) nu și de viteza de deformare și de temperatura din etapa anterioară deformăției respective.

În lucrarea [4] am propus ca în domeniul deformățiilor plastice, corelarea rezultatelor să se facă numai pe baza vitezei de deformare plastică (viteza de fluaj) $V_f = \dot{\epsilon}_p = \frac{d\epsilon_p}{dt}$ și nu pe cea a vitezei de deformare totală — elastică plus plastică — $\epsilon = \epsilon_p + \epsilon_e$, așa cum o consideră Hollomon, deoarece numai viteza de fluaj — legată de mișcarea și generarea liniilor de dislocare din planele de lunecare ale metalului solicitat — caracterizează procesul deformățiilor ireversibile dependente de factorul timp.

În aceeași lucrare s-a stabilit (4) pentru viteza de fluaj în cursul încercării la tracțiune cu viteză de deformare constantă și formula (5) pentru cazul încercării cu viteza de încărcare constantă.

$$V_f = \dot{\varepsilon} \left(1 - \frac{E'_T}{E_T} \right) \quad (4) \quad V_f = \frac{V_\sigma}{E_T} \left(\frac{E_T}{E'_T} - 1 \right) \quad (5)$$

unde :

E_T este modulul de elasticitate al metalului la temperatura de încercare T .

E'_T — modulul de elasticitate tangent corespunzător punctului considerat de pe diagrama σ - ε , la temperatura T .

În lucrarea citată sînt trasate curbele de variație ale mărimilor σ , v_f , ε și ε_e din cursul încercării la tracțiune a unui oțel după metoda cu viteză de deformare constantă ($\dot{\varepsilon} = \text{const}$), respectiv cea corespunzătoare metodei cu viteză de încărcare constantă ($v_\sigma = \text{const}$).

Pentru verificarea ipotezei ecuației mecanice de stare modificate, în lucrarea [5] s-a făcut compararea rezultatelor obținute la încercarea

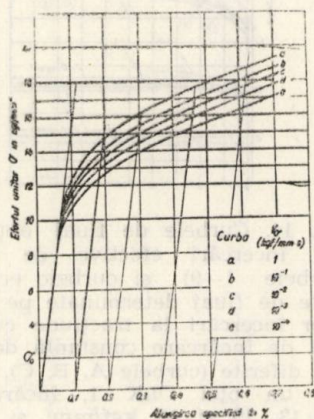


Fig. 11. Influența vitezei de încărcare v_σ asupra diagramei de întindere σ - ε a oțelului OLK 1 examinat, la temperatura $T = 400^\circ\text{C}$

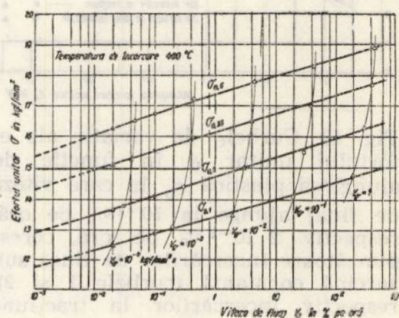


Fig. 12. Variația limitei de curgere $\sigma_{0,2}$ și a eforturilor unitare limită $\sigma_{0,1}$, $\sigma_{0,35}$ și $\sigma_{0,5}$ la întindere, în funcție de viteza de fluaj v_f din momentul cînd alungirea specifică plastică ε'_p ajunge la 0,2 respectiv 0,1 ; 0,35 și 0,5 %

unui oțel OLK 1, efectuată la temperatura $T = 400^\circ\text{C}$ cu viteze de încărcare constante de valori diferite, cu rezultatele unor încercări de fluaj sub sarcină constantă, executate pe epruvete din același oțel la aceeași temperatură.

În figura 11 sînt concentrate diagramele σ - ε obținute din încercarea la tracțiune. Pe baza lor și a relației vitezei de fluaj (5) în figura 12

s-a trasat diagrama de variație a eforturilor unitare limită $\sigma_{0,1}$; $\sigma_{0,2}$; $\sigma_{0,35}$ și $\sigma_{0,5}$ în funcție de viteza de fluaj în momentul atingerii alungirii specifice plastice corespunzătoare. Din această diagramă s-au determinat eforturile unitare limită $\sigma_{0,1}$ etc., corespunzătoare vitezelor de fluaj $V_f = 10^{-1} \%$ pe oră și $V_f = 2 \cdot 10^{-2} \%$ pe oră. Cu perechile de valori σ_{ϵ_p} și obținute, în figura 13 s-au trasat cu linie continuă subțire curbele de variație $\sigma = f(\epsilon_p)$ nr. 3 și 4 aferente celor două viteze distincte de fluaj.

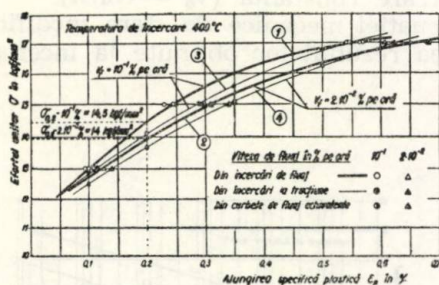


Fig. 13. Curbele de variație ale efortului unitar σ în funcție de alungirea plastică ϵ_p la care viteza de fluaj ajunge la $10^{-1} \%$ pe oră, respectiv $2 \cdot 10^{-2} \%$ pe oră, corespunzătoare încercărilor de fluaj sub sarcină constantă (curbele 1 și 2), respectiv încercărilor la tracțiune cu viteză de încărcare constantă (curbele 3 și 4)

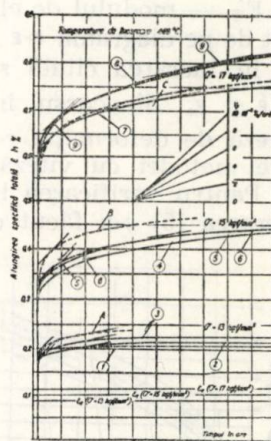


Fig. 14. Curbele de fluaj obținute din încercări efective de fluaj (curbele 1—9) și curbele echivalente de fluaj determinate pe baza unor încercări la tracțiune cu viteză de încărcare constantă de valori diferite (curbele A, B, C), pentru un oțel OLK 1, încărcările $\sigma = 13, 15$ și 17 kgf/mm² și temperatura de încercare $T = 400^\circ\text{C}$

În figura 14 curbele trasate cu linie continuă reprezintă curbele medii de fluaj obținute din încercările efectuate tot la $T = 400^\circ\text{C}$ cu încărcările: $\sigma = 13, 15$ și 17 kgf/mm² pe câte 3 epruvete. Din aceste curbe de fluaj s-au determinat alungirile specifice totale ϵ și apoi cele plastice ϵ_p corespunzătoare vitezelor de fluaj $V_f = 10^{-1} \%$ pe oră respectiv $2 \cdot 10^{-2} \%$ pe oră. Cu perechile de valori σ și ϵ_p obținute în figura 13 au fost trasate cu linie continuă groasă curbele de variație $\sigma = f(\epsilon_p)$ nr. 1 și 2 aferente celor două viteze de fluaj distincte.

Diferența ordonatelor între cele două perechi de curbe aferente unor metode de încercare diferite — fiind relativ mică — rezultă că pentru oțelul OLK 1 examinat la temperatura $T = 400^\circ\text{C}$, ipoteza ecuației mecanice de stare poate fi considerată valabilă.

Gradul de concordanță între rezultatele obținute după două metode de încercare diferite se poate evidenția cel mai bine, construind, spre exemplu pe baza rezultatelor obținute după prima metodă de încercare o diagramă echivalentă caracteristică metodei a doua, care apoi se compară cu diagrama determinată experimental după a doua metodă. Evident că diagramele echivalente sînt cu atît mai apropiate de cele determinate direct prin metoda de încercare respectivă, cu cît ipoteza ecuației mecanice de stare pentru materialul și temperatura respectivă are o valabilitate mai perfectă.

Majoritatea rezultatelor prezentate sau menționate, legate de încercarea de întindere la cald a oțelurilor cu viteză de încărcare constantă, sînt incluse și în lucrarea de doctorat.

3.4. În afară de cele arătate, la catedră a fost efectuat în decursul anilor un volum însemnat de încercări la temperaturi ridicate pentru întreprinderi, ca : Combinatul siderurgic Reșița, Industria sîrmei, Combinatul siderurgic Galați. Ele s-au executat pe bază de convenții de colaborare și au avut ca principal scop determinarea caracteristicilor la cald a unor oțeluri fabricate de întreprinderile respective.

Резюме

В работе изложены главные результаты испытаний последних десяти летия, в коллективе кафедры сопротивления материалов.

Рассматриваются результаты испытания на ползучесть краткого и среднего времени на румынских сталях и вклады для определения предела текучести сталей в разных условиях испытания.

Bibliografie

1. HAJDU I., KOVATS L. : *Încercări asupra tablelor de cazan de locomotivă*. Bul. științ. și tehnic, Inst. polit. Timișoara, tom. 5 (1960) fasc. 1—2, p. 105/13.
2. HAJDU I., KOVATS L., NICOLA P. : *Încercări comparative de fluaj de scurtă și medie durată la un oțel cu conținut redus de carbon*. Studii și cercet. științe tehn. Acad. R.S.R., tom. IX (1962), nr. 3—4, p. 243/59.
3. HAJDU I., ȚIGĂNOIU AL. : *Determinarea limitei de curgere a unor oțeluri cu conținut redus de carbon în intervalul 20°...400° C prin metoda încălzirii progresive. A IV-a consfătuire de sudură și încercări de metale*. Timișoara 12—14 oct. 1962 I.D.T. București, 1962, nr. 72/1371 — 11/3/2 p. 1/18.
4. HAJDU I. : *Viteza de fluaj în cursul încercării la tracțiune și influența ei asupra limitei de curgere tehnică a unui oțel moale*. Studii și cercet. științe tehn. Acad. R.S.R., tom X (1963) nr. 2, p. 319/36.

5. HAJDU I.: a) *Verifizarea ecuației mecanice de stare și determinarea curbelor de fluaj echivalente pentru temperatura $T = 400^{\circ}\text{C}$ la un oțel moale*. Studii și cercet. de metalurgie Acad. R.S.R. tom 9 (1964) nr. 2, p. 289/307.
b) *Nachweis der Zustandsgleichung für Metalle und Bestimmung der äquivalenten Zeitdehnlinsen für die Temperatur $T = 400^{\circ}\text{C}$ bei einem Weichstahl*. Rev. Roum. sc. techn., Metallurgie, Tome 9 (1964) nr. 2, p. 305/24.
6. HAJDU I.: *Determinarea limitei de curgere a oțelurilor la temperaturi ridicate prin încercări de fluaj de scurtă durată*. Cercetări metalurgice, ICEM, vol. 6 (1964), p. 479/93.
7. HAJDU I.: *Contribuții la studiul influenței temperaturii și vitezei de încărcare asupra limitei de curgere a unui oțel moale*. (Autoreferat asupra tezei de doctorat pentru obținerea titlului de doctor în științe tehnice). Litografia I.P.T., Timișoara 1964, p. 1/49.
8. HAJDU I.: *Der Einfluss der Temperatur und der Belastungsgeschwindigkeit auf die Streckgrenze eines weichen Stahles*. a) Vorträge des III. Kongresses über Materialprüfung, Band I., Budapest 1964, p. 345/50. b) Materialprüfung, Bd. 10 (1968) nr. 5, p. 145/50.
9. HAJDU I., KOVÁTS L., NICOLA P., DOBRE I.: *Încercări comparative de fluaj de scurtă și medie durată la un oțel cu conținut redus de carbon*. (Partea II), Bul. științ. și tehn. I.P.T. tom 9 (1964) vol. special, p. 113/126.
10. HAJDU I., KOVATS L., NICOLA P., DOBRE I.: a) *O nouă formulă pentru determinarea alungirii la fluaj, corespunzătoare unei durate de 500 ore pe baza încercărilor de 50 ore*. Comunic. V-a conferințe de sudură și încercări de metale, Timișoara 1965, vol. II, p. 599/610.
b) *Eine neue Formel zur Ermittlung der Kriechdehnung, die einer Dauer von 500 Stunden entspricht, auf Grund der 50 Stunden-Versuche*, Die Arbeiten der V-en Konferenz für Schweisstechnik und Materialprüfung, Timișoara 1965, Band II, p. 607/618.
c) *Nouvelle formule proposée pour déterminer les allongements à fluage, qui correspondent à une durée de 500 heures, en Vertu des résultats des essais de 50 heures*. (Lucrare prezentată în 1965 Institutului Internațional de sudură, Comisia X).
11. HAJDU I., CORNUT AL., NICOLA P.: *Studiul comportării la întindere a două oțeluri Cr-Ni-Mo, la temperaturile 350, 400 și 450°C* . Metalurgia 20 (1968), nr. 8, p. 467/72.

MECANISME PLANETARE CU RAPORT DE TRANSMITERE VARIABIL

E. SILIANU

Mecanismele planetare au o largă utilizare în construcția de mașini fiind folosite în domenii foarte variate ale tehnicii: reductoare, diferențiale, mecanisme de divizat, mecanisme de comandă etc.

Un domeniu mai puțin studiat îl formează acela al mecanismelor planetare cu raport de transmitere variabil. La aceste mecanisme elementul condus are o mișcare de rotație de viteză variabilă periodic, elementul conducător rotindu-se uniform.

Asemenea mișcări sînt necesare la anumite procese tehnologice, la mașini automate sau semiautomate. Raportul de transmitere variabil se poate realiza cu ajutorul unui mecanism complex format dintr-un mecanism planetar diferențial la care mișcările a două elemente se leagă cinematic cu un mecanism cu pîrghii. Acest din urmă mecanism este deci un lanț de închidere (d) al mecanismului diferențial (fig. 1).

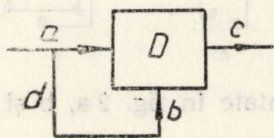


Fig. 1

Mecanisme cu raport de transmitere variabil au fost studiate de K. Hain [1] și sub formă de culegere de articole în [2]. K. Schnarbach analizează posibilitatea realizării unui raport de transmitere variabil folosind un mecanism diferențial avînd ca lanț de închidere un mecanism cu bare [3] și [4].

În lucrarea de față se continuă și se dezvoltă studiile anterioare în special [3] analizîndu-se:

- tipurile de mecanisme planetare ce se pretează la realizarea mișcărilor neuniforme;

- tipurile de mecanisme cu bare ce sînt potrivite ca lanț cinematic de închidere a mecanismului diferențial;
- gradul de neuniformitate al vitezei elementului condus.

0. *Mecanisme planetare cu raport de transmitere variabil avînd ca lanț de închidere un mecanism cu cuple inferioare*

Acest tip de mecanism (fig. 1) se compune din două părți:

- mecanismul diferențial cu două grade de mobilitate;
- mecanismul cu cuple inferioare ce stabilește o legătură între mișcările a două din elementele mecanismului diferențial.

Mecanismul diferențial (D) va trebui să fie de tipul unui mecanism simplu cu 3 arbori ale căror axe coincid cu axa centrală a mecanismului în care:

- a — Arborele elementului conducător cu rotație uniformă;
- b — Arborele elementului acționat de lanțul de închidere (mecanismul cu cuple inferioare); el are o mișcare oscilantă și îl vom numi *element modificador*.

c — Arborele elementului condus care se rotește neuniform.

Este necesar ca atunci cînd elementul modificador este fix, elementul condus să se rotească uniform.

Se vor analiza separat mecanismele componente ale mecanismului complex din figura 1.

1. *Mecanisme planetare diferențiale* ce pot fi utilizate pentru realizarea unui raport de transmitere variabil fără modificarea vitezei unghiulare medii.

La acest grup de mecanisme planetare, considerînd elementul modificador fix, raportul de transmitere trebuie să aibă valoarea [1].

Principalele tipuri de mecanisme planetare care pot satisface

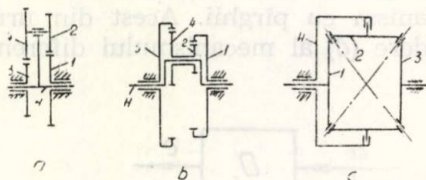


Fig. 2

această condiție sînt reprezentate în fig. 2 a, b și c. Ele vor fi analizate separat.

1.1. *Mecanism planetar cu satelit dublu, cu dublă angrenare exterioară* (figura 2 a).

Considerînd 4 — element conducător;

3 — element condus;

1 — element modificador

este necesar ca $i_{3H}^1 = -1$

Pentru aceasta, deoarece $i_{3H}^1 = 1 - i_{31}^H$, va trebui ca $i_{31}^H = 2$ și deci

$$\frac{Z_1 Z_4}{Z_2 Z_3} = 2 \text{ cu valorile posibile } Z_1 = 2Z_2$$

$$Z_3 = Z_4$$

1.2. Mecanism planetar cu satelit dublu cu dublă angrenare interioară (fig. 2 b).

Păstrînd notațiile din cazul precedent este necesar ca

$$i_{31}^H = \frac{Z_1 Z_4}{Z_2 Z_3} = 2 \text{ cu valorile posibile } Z_1 = 4Z_2$$

$$Z_3 = 2Z_4$$

1.3. Mecanism planetar conic (figura 2 c).

Considerînd 1 — element conducător ;

3 — element condus ;

H — element modificador

este necesar ca $i_{13}^H = -1$

Pentru aceasta este suficient ca $Z_1 = Z_3$ și ca o consecință

$$\omega_3 = 2\omega_H - \omega_1 \quad (1)$$

Mecanismul planetar conic, față de mecanismele precedente, are avantajul că este mai compact, are gabarit radial mai mic și deci forțe de inerție mai reduse.

2.0. *Mecanisme cu cuple inferioare* ce pot fi folosite ca lanț cinematic de închidere al mecanismului planetar.

Asemenea mecanisme trebuie să aibă o manivelă ca element conducător și un element cu mișcare alternativă ca element condus.

Manivela va fi acționată de arborele elementului conducător (a) al mecanismului diferențial, iar elementul cu mișcare alternativă va acționa elementul modificador (b) al aceluiași mecanism (fig. 1).

Se preferă mecanismele cu patru elemente ca fiind cele mai simple. Pot fi folosite astfel :

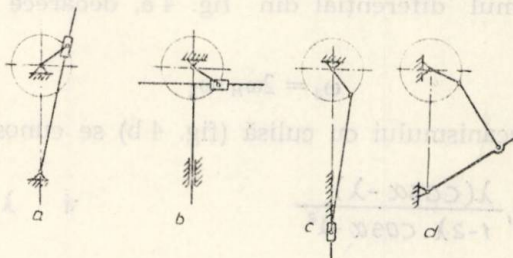


Fig. 3

- mecanismul cu culisă oscilantă (fig. 3 a),
- mecanismul sinus (fig. 3 b),
- mecanismul bielă manivelă (fig. 3 c),
- mecanismul cu manivelă și balansier (fig. 3 d).

Mecanismul cu bielă culisantă fiind numai o variantă constructivă a mecanismului cu culisă oscilantă nu va fi luat în considerare.

Se va analiza acum mișcarea variată obținută la elementul condus al unui mecanism planetar diferențial la care lanțul de închidere este

unul din mecanismele cu cuple inferioare amintite mai sus. Drept mecanism planetar se va considera mecanismul planetar conic prezentat la punctul 1.1.3.

2.1. Mecanism planetar diferențial avînd ca lanț cinematic de închidere un mecanism cu culisă oscilantă (fig. 4).

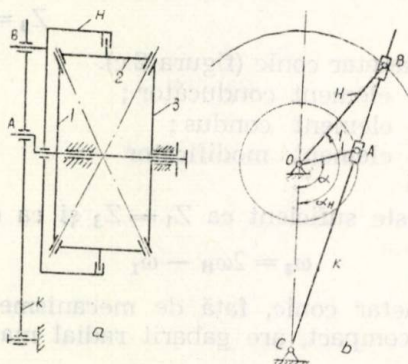


Fig. 4

Se notează :

1 — element conducător,

3 — element condus,

H — element modificador,

K — balansierul mecanismului cu culisă oscilantă.

Se impune $Z_1 = Z_3$.

Din notații rezultă că s-a considerat cazul cînd

$$\omega_{3\text{mediu}} = \omega_1$$

La mecanismul diferențial din fig. 4 a, deoarece $i_{13}^H = -1$ rezultă relația

$$\omega_3 = 2\omega_H \cdot \omega_1 \quad (1)$$

În cazul mecanismului cu culisă (fig. 4 b) se cunosc relațiile :

$$\omega_k = \omega_1 \frac{\lambda(\cos\alpha - \lambda)}{1 - 2\lambda \cdot \cos\alpha + \lambda^2} \quad \text{și} \quad \lambda = \frac{OA}{OC}$$

$$\omega_k = \omega_H \frac{\lambda_H(\cos\alpha_H - \lambda_H)}{1 - 2\lambda_H \cos\alpha_H + \lambda_H^2} \quad \text{unde} \quad \lambda_H = \frac{OB}{OC}$$

de unde

$$\omega_H = \omega_1 \frac{\lambda(\cos\alpha - \lambda) \cdot (1 - 2\lambda_H \cos\alpha_H + \lambda_H^2)}{\lambda_H(\cos\alpha_H - \lambda_H) \cdot (1 - 2\lambda \cos\alpha + \lambda^2)} \quad (2)$$

Introducând valoarea lui ω_H în (1) se obține :

$$\omega_3 = \omega, \left[2 \frac{\lambda(\cos \alpha - \lambda)(1 - 2\lambda_H \cos \alpha_H + \lambda_H^2)}{\lambda_H(\cos \alpha_H - \lambda_H)(1 - 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2)} - 1 \right] \quad (3)$$

Studiul analitic al variației lui ω_3 pe baza relației (3) este greoi, de aceea în acest scop se va folosi un calcul grafic pe baza poligoanelor de viteze.

Relația (3) se va folosi pentru determinarea valorilor extreme ale vitezei elementului condus 3.

Valorile maxime și minime ale lui ω_3

Derivând în raport cu timpul relația (1) rezultă

$$\varepsilon_3 = 2\varepsilon_H \quad (4)$$

deoarece $\omega_1 = \text{ct}$ și $\varepsilon_1 = 0$.

Din (4) se observă că ε_2 și ε_H sînt zero pentru aceeași poziție a mecanismului.

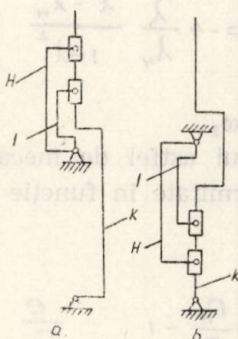


Fig. 5

Atît din relațiile cunoscute din studiul analitic al mecanismului cu culisă cît și din figura 5 a și b rezultă că, în poziția mecanismului determinată de $\alpha = 0$ și $\alpha = 180^\circ$,

$$\varepsilon_k = \varepsilon_H = 0 \text{ dacă } \varepsilon_1 = 0$$

Ținînd seama de (4) și de observația de mai sus rezultă că $\varepsilon_3 = 0$ și deci că ω_3 are valori extreme pentru $\alpha = 0$ și $\alpha = 180^\circ$.

Introducînd valorile $\alpha = 0$ și $\alpha = 180^\circ$ în relația (3) rezultă

$$\omega_{3\max} = \omega, \left[2 \frac{\lambda(1 - \lambda_H)}{\lambda_H(1 - \lambda)} - 1 \right] \quad (5)$$

$$\omega_{3 \min} = \omega_1 \left[2 \frac{\lambda(1+\lambda_H)}{\lambda_H(1+\lambda)} - 1 \right] \quad (6)$$

Dacă se pune condiția suplimentară ca $\omega_{3 \min} = 0$, rezultă :

$$\frac{\lambda(1-\lambda_H)}{\lambda_H(1+\lambda)} = 0,5 \quad (6')$$

Gradul de neuniformitate η

Definind gradul de neuniformitate al vitezei variabile ω_3 prin relația :

$$\eta = \frac{\omega_{3 \max} - \omega_{3 \min}}{\omega_{3 \text{ mediu}}} \quad (7)$$

și introducînd în ea valorile lui $\omega_{3 \max}$ și $\omega_{3 \min}$ din (5) și (6) se obține :

$$\eta = -4 \frac{\lambda}{\lambda_H} \frac{\lambda - \lambda_H}{1 - \lambda^2} \quad (7')$$

S-a considerat $\omega_{3 \text{ mediu}} = -\omega_1$

În cazul sintezei unui astfel de mecanism cu η impus, se va exprima gradul de neuniformitate în funcție de raza manivelei elementului conducător $1 \text{ } r=OA$

Rezultă în acest caz

$$\eta = \frac{\frac{r_H}{r} - 1}{\frac{r_H}{r}} \cdot \frac{\frac{e}{r}}{\left(\frac{e}{r}\right)^2 - 1} \quad (8)$$

Notînd $\frac{\frac{r_H}{r} - 1}{\frac{r_H}{r}} = A$ și $\frac{\frac{e}{r}}{\left(\frac{e}{r}\right)^2 - 1} = B$

relația (8) capătă forma $\eta = 4A \cdot B$ (8')

Logaritmîndu-se relația (8') se poate construi o nomogramă cu puncte aliniate (figura 6) care permite o comodă sinteză a acestui tip de mecanism atunci cînd η este impus.

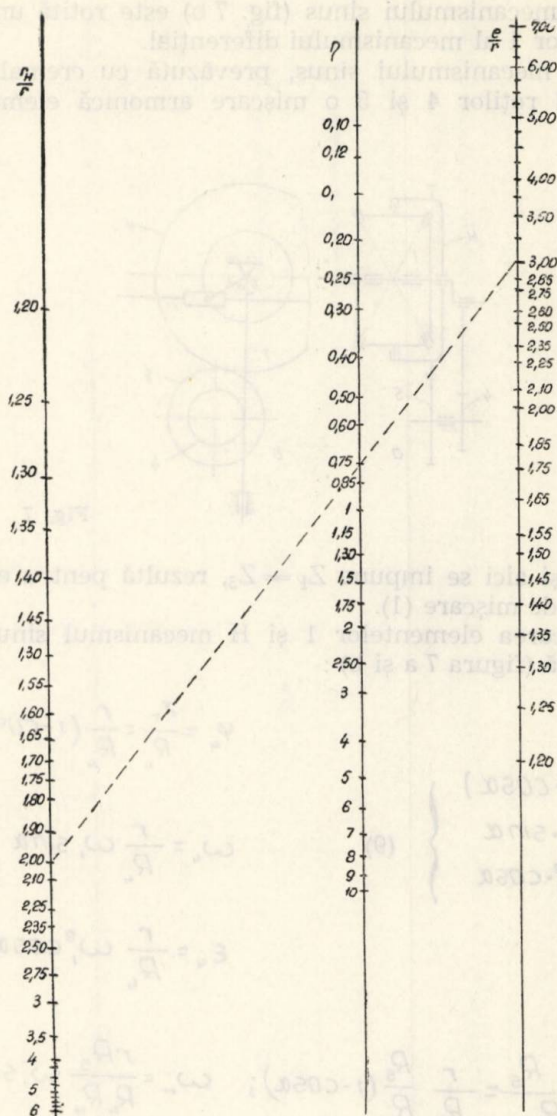


Fig. 6

2.2. Mecanism planetar diferențial avînd ca lanț de închidere un mecanism cu mișcare armonică (mecanism sinus), figura 7 a și b, se notează :

- 1 — element conducător,
- 3 — element condus,
- H — element modificador,
- S — element cu mișcare armonică al mecanismului sinus
- 4 și 5 — roți intermediare.

Manivela mecanismului sinus (fig. 7 b) este rotită uniform de elementul conducător 1 al mecanismului diferențial.

Tija T a mecanismului sinus, prevăzută cu cremalieră, imprimă prin intermediul roților 4 și 5 o mișcare armonică elementului modificator H.

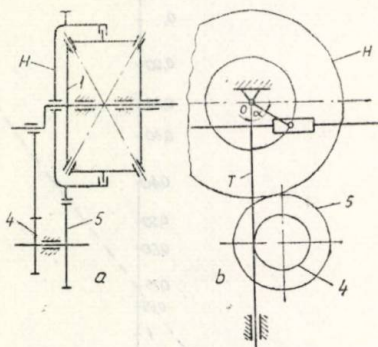


Fig. 7

Deoarece și aici se impune $Z_1 = Z_3$, rezultă pentru elementul condus aceeași lege de mișcare (1).

Între mișcarea elementelor 1 și H mecanismul sinus creează următoarea legătură (figura 7 a și b) :

$$\left. \begin{aligned} x_T &= r(1 - \cos \alpha) \\ v_T &= r\omega_1 \sin \alpha \\ Q_T &= r\omega_1^2 \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_H &= \frac{x_T}{R_H} = \frac{r}{R_H} (1 - \cos \alpha) \\ \omega_H &= \frac{r}{R_H} \omega_1 \sin \alpha \\ \varepsilon_H &= \frac{r}{R_H} \omega_1^2 \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\varphi_H = \frac{\varphi_1 R_1}{R_H} = \frac{r}{R_H} \frac{R_1}{R_1} (1 - \cos \alpha); \quad \omega_H = \frac{r R_1}{R_H R_1} \omega_1 \sin \alpha; \quad (11)$$

$$\varepsilon_H = \frac{r R_1}{R_H R_1} \omega_1^2 \cos \alpha$$

unde — $r = OA$

— φ_4 și φ_H reprezintă unghiurile de rotire ale elementelor 4 și H corespunzătoare rotirii cu α a elementului conducător 1.

— R_4R_5 și R_H reprezintă razele cercurilor de rostogolire ale roților dințate 4, 5 și H.

Pe baza relațiilor (1) și (11) rezultă pentru elementul condus 3,

$$\omega_3 = \left(2 \frac{r R_5}{R_4 R_H} \sin \alpha - 1 \right) \omega_1 \quad \text{sau} \quad (12)$$

$$\omega_3 = (A \sin \alpha - 1)$$

unde

$$A = 2 \frac{r R_5}{R_4 R_H}$$

Valorile maxime și minime ale lui ω_3 rezultă direct :

$$\omega_{3 \max} = -(1+A)\omega_1, \quad \omega_{3 \min} = -(1-A)\omega_1, \quad (13)$$

Pentru cazul particular $\omega_{3 \min} = 0$ rezultă condiția :

$$A = 1 \text{ respectiv } 2 \frac{r R_5}{R_4 R_H} = 1 \quad (14)$$

Gradul de neuniformitate η

În expresia (7) introducând valorile din relațiile (13) și $\omega_{3 \text{ med}} = -1$ rezultă $\eta = 2A$ respectiv $\eta = 4 \frac{r R_5}{R_4 R_H}$ (15)

Sinteza unui astfel de mecanism pentru un η impus nu prezintă nici o dificultate.

Variante ale soluției de la punctul 2.2.

Soluția de la punctul 2.2. are avantajul unei variații sinusoidale a vitezei elementului condus dar și dezavantajul folosirii suplimentare a trei roți dințate și a unei cremaliere.

Se vor prezenta în continuare câteva variante care caută să elimine aceste dezavantaje.

2.2.1. Mecanismul din figura 8 elimină roțile dințate intermediare asigurând legătura dintre tija T a mecanismului sinus și elementul modificador H printr-o bară de lungime l articulată în M și N la aceste două elemente.

Mecanismul din această variantă are avantajul unei simplități constructive mai mari față de soluția inițială — mai puține elemente — dar și dezavantajul că mișcarea armonică a tijei T nu se mai transmite ca atare la elementul modificador H ci deformată. Această deformare este cu atât mai accentuată cu cât raportul $\frac{R^H}{l}$ este mai mare.

2.2.2. O variantă îmbunătățită a soluției de la punctul 2.2.1. este cea din figura 9, în care excentricitatea e apropie variația elementului condus de o sinusoidă.

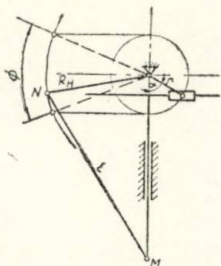


Fig. 8

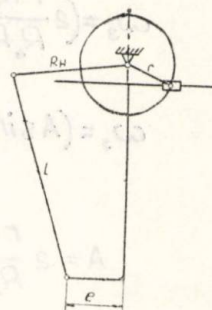


Fig. 9

2.2.3. O ultimă variantă a soluției inițiale de la punctul 2.2. este cea din figura 10. Ea poate fi considerată ca un caz limită al mecanismului din figura 8 sau 9 la care lungimea l a barei de legătură tinde către infinit.

Această soluție are avantajul eliminării roților dințate intermediare și a realizării unei variații aproape sinusoidale a vitezei unghiulare a elementului condus.

Legătura dintre mișcarea elementului conducător 1 și a celui modificador H rezultă din figura 10.

$$\cos \beta = \frac{r}{R_H} \cos \alpha \quad (16)$$

de unde prin derivare în raport cu timpul

$$\omega_H = \frac{r}{R_H} \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \omega_1 \quad (17)$$

Pe baza relației (1) și (17) se poate scrie :

$$\omega_3 = \left(2 \frac{r}{R_H} \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} - 1 \right) \omega_1 \quad (18)$$

Pe baza relației (18) și cu ajutorul relației (16) se poate trasa prin puncte diagrama :

$$\omega_3 = \omega_3(\alpha)$$

care are un aspect sinusoidal.

Valorile maxime și minime ale lui ω_3 corespund pozițiilor manivelei determinate de unghiurile :

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \quad \text{și} \quad \alpha = \frac{3\pi}{2}$$

Rezultă astfel :

$$\omega_{3\max} = -\omega_1 \left(1 + 2 \frac{r}{R_H} \right) \quad \omega_{3\min} = -\omega_1 \left(1 - 2 \frac{r}{R_H} \right) \quad (19)$$

Pentru cazul particular $\omega_{3\min} = 0$ este necesar ca :

$$2 \frac{r}{R_H} = 1 \quad \text{sau} \quad R_H = 2r \quad (20)$$

Gradul de neuniformitate η

Introducând în expresia (7) valorile din relațiile (19) și

$\omega_{3\text{med}} = -1$ rezultă :

$$\eta = 4 \frac{r}{R_H} \quad (21)$$

Se observă asemănarea relațiilor (19) și (21) cu (13) respectiv (15).

2.3. Folosirea mecanismului patrulater cu manivelă și balansier ca lanț de închidere la un mecanism planetar diferențial are un număr

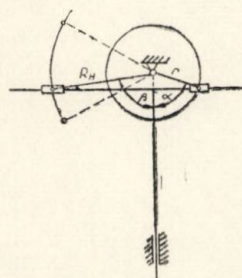


Fig. 10

mai mare de parametri care pot să influențeze neuniformitatea rotației elementului condus. Aceasta prezintă avantajul că dă posibilitatea unei sinteze în condiții foarte variate, în special cu diagrame de variație a vitezelor elementului condus asimetrice dar în schimb face dificilă găsirea unor legi generale pentru sinteză.

Abstract

There is shown the possibility of realizing a variable transmission ratio with a differential gear with a mechanism with inferior couplings as closing chain.

Both the differential gears and the mechanisms with inferior couplings adequate for this purpose are analysed in this work and the proposal is also made of a double-sinus mechanism.

The degree of nonuniformity of the variable motion is determined for every case and a nomogram for one of them was proposed too.

Bibliografie

1. *Erzeugung ungleichförmiger Umlaufbewegung* V.D.I. Forschungsheft 461 (1957) V.D.I. Verlag G.m.b.h. Düsseldorf.
2. KURT HAIN: *Ungleichförmig übersetzende Getriebe*. Technische Mitteilungen Nr. 5, 1956.
3. K. SCHNARBACH: V.D.I. Düsseldorf. *Einfache Getriebe mit Bewegungsüberlagerung für ungleichförmig umlaufenden obtrieb*. Konstruktion 12, 1960, Heft 10.
4. K. SCHNARBACH: *Getriebe mit Bewegungsüberlagerung für ungleichförmig umlaufenden abtrieb*. Technische Mitteilungen Nr. 7, 1960.

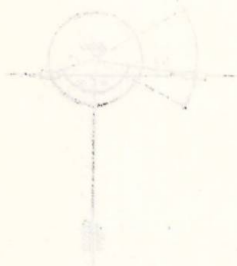


Fig. 10

CONTRIBUȚII LA CALCULUL TRANSPORTOARELOR CU BANDA DE CAUCIUC DE LUNGIME MARE

MARGA EUGENIA, MARGA GH., POPESCU SPIRIDON

GENERALITĂȚI

În transportul mecanizat, transportoarele unitare de lungime mare, cu viteze ale benzii mult mărite, cu lățimi și debite superioare, capătă o importanță tot mai mare.

Mărirea lungimilor unitare a transportoarelor cu bandă a fost posibilă datorită progreselor realizate în construcția benzilor prin punerea la punct a benzilor de înaltă rezistență cu inserții din fire sintetice sau cabluri de oțel.

Între lungimea benzii și consumul de putere există o strînsă legătură; cu creșterea lungimii crește și consumul de putere. Acceptarea unor puteri prea mari este însă discutabilă întrucît orice creștere de putere impune o structură mai puternică a benzii deci o sporire a greutateii și a prețului ei de cost. De remarcat că pe ansamblul construcției unui transportor cu bandă, cota parte din prețul de cost ce revine benzii, reprezintă întotdeauna o valoare majoră în raport cu celelalte [45—60 %].

1. CALCULUL FORȚELOR LONGITUDINALE ÎN BANDA TRANSPORTOARE

Pentru transmiterea puterii de antrenare necesară unei benzi transportoare de la tamburul de acționare la bandă, este hotărîtoare condiția de limită :

$$T_{inf} \leq T_{des} e^{\mu \alpha} \quad (1)$$

Relația (1) indică pînă la ce valoare poate să crească sarcina fără să intervină alunecarea benzii pe tamburul de antrenare. Întrucît pentru alegerea calității benzii este hotărîtoare valoarea forței T_{inf} se va ținde cu această forță să aibă valori cît mai mici.

Forța periferică (motoare) necesară a se aplica la tamburul de acționare trebuie să învingă toate rezistențele ce se opun mișcării, rezistențe ce provin din :

- forțe de frecare,
- forțe de greutate ce trebuie învinse în cazul transportului în pantă ascendentă ; la pantă descendentă dacă aceste forțe depășesc în valoare absolută forțele de frecare și forțele de inerție, este necesară frinarea instalației ;
- forțe de inerție.

Astfel la regim staționar, forța motoare se compune din forța de frecare F_f , forța necesară ridicării F_h și forța necesară accelerării materialului F_{am} .

$$F = F_f \pm F_h \pm F_{am} \quad (2)$$

ultimii doi termeni pot avea valori negative adică în anumite cazuri pot impune o putere motoare negativă, deci o frinare a instalației.

Dacă F_h și F_{am} se pot calcula ușor

$$F_h = \frac{Q}{\gamma} \cdot \gamma \cdot H \quad (3)$$

$$F_{am} = Q \frac{v}{g} (v - v_0) \quad (4)$$

Q fiind productivitatea

γ — greutatea specifică a materialului ce se transportă

H — diferența de nivel între punctul de încărcare și descărcare

v — viteza benzii

g — accelerația gravitației

v_0 — viteza inițială a materialului,

componenta forței motoare pierdută prin frecare F_f , nu se poate calcula exact. Ea depinde de o serie de factori constructivi și de funcționare care se pot schimba ușor datorită unor cauze exterioare ca temperatură, umiditate.

Relația de bază pentru calculul componentei F este

$$E_f = c \cdot f \cdot L (G_m + G_b) + F_s \quad (5)$$

unde

G_b — greutatea părților rotitoare a roților portante plus greutatea totală a benzii corespunzătoare unității de lungime,

G_m — greutatea materialului transportat corespunzătoare unității de lungime.

L — lungimea de transport.

c, f — coeficienți.

v — viteza de transportat.

F_s — forța suplimentară ce depinde de condițiile constructive și de exploatare.

Coefficientul f se referă la rezistențele principale. El precizează raportul rezistențelor principale la suma sarcinii tuturor rolor portante. Valoarea sa este cuprinsă între 0,01 și 0,03.

$$f = \frac{\text{suma rezistențelor principale}}{\text{suma sarcinilor rolor}}$$

Prin coeficientul c se ține seama de rezistențele secundare independente de lungimea L .

$$c = \frac{\text{suma rezistențelor principale și secundare}}{\text{suma rezistențelor principale}}$$

La benzile transportoare scurte rezistențele preponderente sînt cele suplimentare $c \geq 10$. La benzi lungi c se apropie de unitate. Precizia metodei depinde de modul în care constructorul apreciază condițiile de exploatare ale instalației și de felul în care se verifică alegerea coeficienților c și f .

Pe figura 1 se arată variația produsului $c \cdot f$ funcție de lungimea de transport L , după DIN 22.101, cu valori rezultate din măsurători recente ale lui c și f .

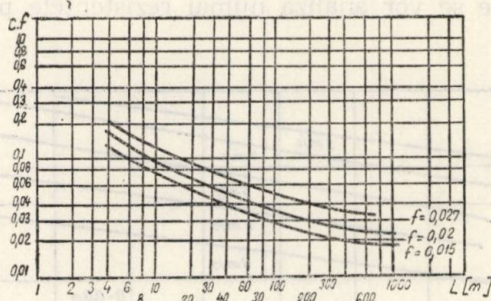


Fig. 1. Variația produsului $c \cdot f$ funcție de lungimea L la diverși parametri f

Valorile mici ale parametrului f sînt valabile pentru instalații bine centrate (cu mers liniar, aliniate), cu role ce se rotesc ușor și materiale cu coeficient de frecare interioară mic. Valorile mari sînt valabile pentru instalații rău aliniate cu role etanșate special împotriva pătrunderii prafului și care transportă materiale lipicioase sau care se întăresc. Valoarea $f = 0,02$ se consideră valoarea standard.

Pentru determinarea forței de frecare cu ajutorul formulei bazată pe calculul rezistențelor parțiale este necesară cunoașterea forțelor de tracțiune din bandă.

Rezistențele parțiale clasificate în rezistențe principale și secundare provin din :

Rezistențele principale :

- rezistența de rotire a roților portante F_{rot}
- rezistența la rostogolire F_{ros}
rezultată din strivirea dintre bandă și rolă și din rezistența la deformare a benzii.

Rezistențele secundare :

- rezistența de întoarcere a benzii la trecerea peste tobe,
- rezistența lagărelor tobelor,
- rezistența inerțială și de frecare a materialelor în punctul de încărcare pe bandă,
- rezistența la frecare a diverselor organe de ghidare și a bordurilor laterale,
- rezistența datorită ștergătoarelor de bandă,
- rezistența la răsturnarea benzii.

Raportul dintre rezistențele primare și secundare depinde de lungimea transportorului. Astfel la o distanță de $50 \div 70$ m între axele tamburilor de capăt, rezistențele principale și cele secundare sînt aproximativ egale.

La distanțe mai mici rezistențele secundare devin preponderente. La lungimi mai mari ca 500 m rezistențele secundare sînt cu totul neglijabile.

Întrucît în lucrarea de față, se analizează benzile transportoare lungi, în continuare se vor analiza numai rezistențele principale.

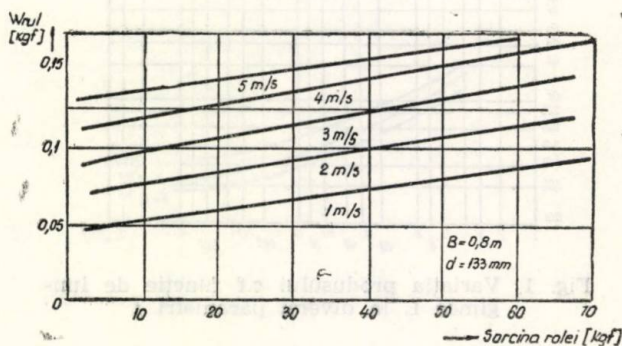


Fig. 2. Dependența rezistenței de rotire a roților portante de sarcina rolei la diverse viteze

Rezistența de rotire a roților se datorește frecărilor în lagăre și etanșități. Această rezistență este, la dimensiuni date ale lagărelor și etanșărilor, invers proporțională cu diametrul roților purtătoare.

Pentru calcule mai exacte unele firme au dat dependența rezistenței de rotire cu sarcina la diferite viteze în formă de diagrame, ca cele arătate pe figura 2, pentru toate tipurile de role construite. Se vede că rezistența la rotire a roților depinde mai mult de viteza lineară a benzii decît de sarcină.

Rezistența principală primordială este rezistența la rostogolire care în mod normal este de 3 ÷ 7 ori mai mare decât rezistența de rotire a rolei.

Pînă în prezent nu s-a putut determina cota parte a fiecărei rezistențe componente a rezistenței la rostogolire prin măsurători. Toate datele experimentale sînt obținute numai pentru suma lor.

Rezistența specifică la rostogolire W_{ros} funcție de încărcarea specifică, la diferite forțe de întindere a benzii T, este reprezentată în figura 3.

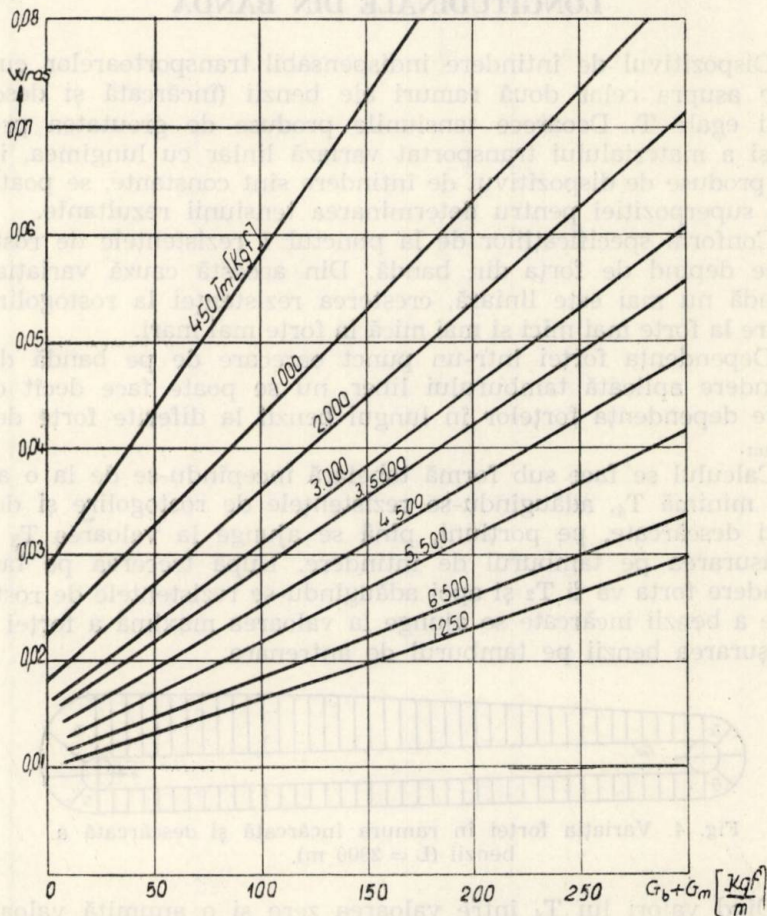


Fig. 3. Dependența rezistenței specifice W_{ros} de încărcarea lineară $G_b + G_m$ [kgf/m] la unghiul $\lambda = 20^\circ$

Deoarece curbele arătate pe figura 3, determină rezistența la rostogolire pe metru de bandă, considerarea forței de tracțiune asupra rezistenței de rostogolire se face în formă tabelară.

Întrucît în lucrare se analizează benzile mai lungi de 500 m, calculul forțelor longitudinale de întindere a benzii se face ținînd cont numai de rezistențele de rotire și de rostogolire a roților portante. Pentru această se vor folosi curbele reprezentate pe figura 2 și 3.

Benzile transportoare s-au considerat orizontale. Pentru benzile transportoare înclinate cu un unghi mai mare ca 5° , rezistențele de frecare pot fi neglijate față de forțele de greutate.

2. INFLUENȚA FORȚEI DE ÎNTINDERE ASUPRA FORȚELOR LONGITUDINALE DIN BANDĂ

Dispozitivul de întindere indispensabil transportoarelor cu bandă produce asupra celor două ramuri ale benzii (încărcată și descărcată) tensiuni egale T . Deoarece tensiunile produse de greutatea proprie a benzii și a materialului transportat variază liniar cu lungimea, iar tensiunile produse de dispozitivul de întindere sînt constante, se poate folosi metoda superpoziției pentru determinarea tensiunii rezultante.

Conform specificațiilor de la punctul 1 rezistențele de rostogolire specifice depind de forța din bandă. Din această cauză variația forței din bandă nu mai este liniară, creșterea rezistenței la rostogolire fiind mai mare la forțe mai mici și mai mică la forțe mai mari.

Dependența forței într-un punct oarecare de pe bandă de forța de întindere aplicată tamburului liber, nu se poate face decît dacă se cunoaște dependența forțelor în lungul benzii la diferite forțe de întindere T_{int} .

Calculul se face sub formă tabelară începîndu-se de la o anumită valoare minimă T_4 , adăugîndu-se rezistențele de rostogolire și de rotire a benzii descărcate, pe porțiuni, pînă se ajunge la valoarea T_3 înainte de înfășurarea pe tamburul de întindere. După trecerea pe tamburul de întindere forța va fi T_2 și apoi adăugîndu-se rezistențele de rostogolire și rotire a benzii încărcate se ajunge la valoarea maximă a forței înainte de înfășurarea benzii pe tamburul de antrenare.

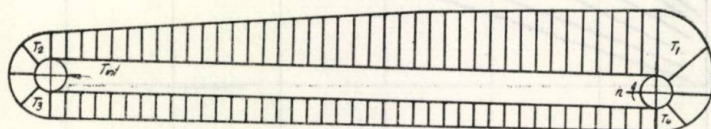


Fig. 4. Variația forței în ramura încărcată și descărcată a benzii ($L = 2000$ m).

Dînd valori lui T_4 între valoarea zero și o anumită valoare maximă, se obțin valorile corespunzătoare ale forțelor în diferite puncte între care și forțele T_2 și T_3 . Deoarece forța creată de dispozitivul de întindere $T_{int} = T_2 + T_3$, pentru fiecare valoare T_4 rezultă T_{int} și tensiunea din orice punct al benzii. Pe figura 4 se arată repartitia forțelor în lungul benzii pentru un transportor cu $Q = 8.500$ t/h ; $L = 2000$ m, $V = 5$ m/s.

Dacă pe ramura descărcată variația tensiunii este aproape liniară, pe ramura încărcată variația este mult mai pronunțat neliniară.

Pentru diferite valori ale forței de întindere se obțin pe figura 5, repartițiile forțelor T în lungul benzii descărcate și încărcate.

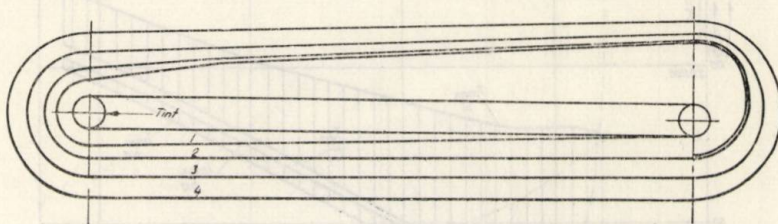


Fig. 5. Variația forței în ramura încărcată și descărcată a benzii la diferite forțe de întindere [1. $T_{int} = 10.845$ kgf. 2. $T_{int} = 19.115$ kgf. 3. $T_{int} = 27.795$ kgf. 4. $T_{int} = 43.900$ kgf]

Se observă că variația forțelor în lungul benzii este cu atât mai pronunțat neliniară cu cât forța de întindere este mai mică. Se observă de asemenea că o dată cu scăderea forței de întindere T_{int} diferența între forța maximă în banda încărcată și forța minimă în banda descărcată crește.

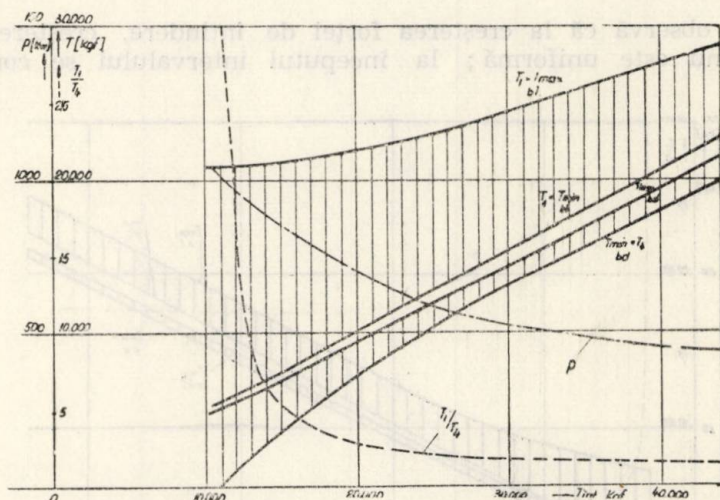


Fig. 6. Variația forțelor maxime și minime în ramura încărcată și descărcată a benzii, a puterii și a raportului T_1/T_4 funcție de forța de întindere. [L = 2000 m; $G_b + G_m = 500$ kg/m]

Pe figurile 6, 7, 8 se arată dependența de forța de întindere T_{int} a forței maxime $T_{max, b, i}$ și a forței minime $T_{min, b, i}$ pentru banda

încărcată și analog, $T_{\max, b, d}$ și $T_{\min, b, d}$ pentru banda descărcată, a puterii motorului necesar antrenării și a raportului T/T_4 pentru diverse productivități și lungimi de transport.

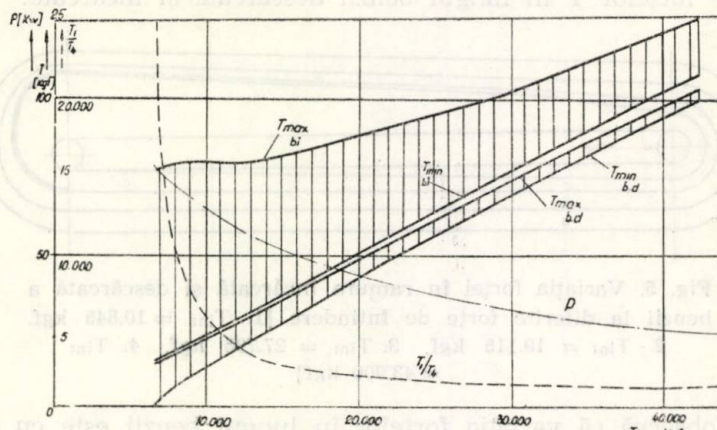


Fig. 7. Variația forțelor maximă și minimă în ramura încărcată și descărcată a benzii, a puterii și a raportului T_1/T_4 funcție de forța de întindere
[$L = 1000$ m ; $G_b + G_m = 560$ kg/m]

Se observă că la creșterea forței de întindere, creșterea forței maxime nu este uniformă; la începutul intervalului se constată o

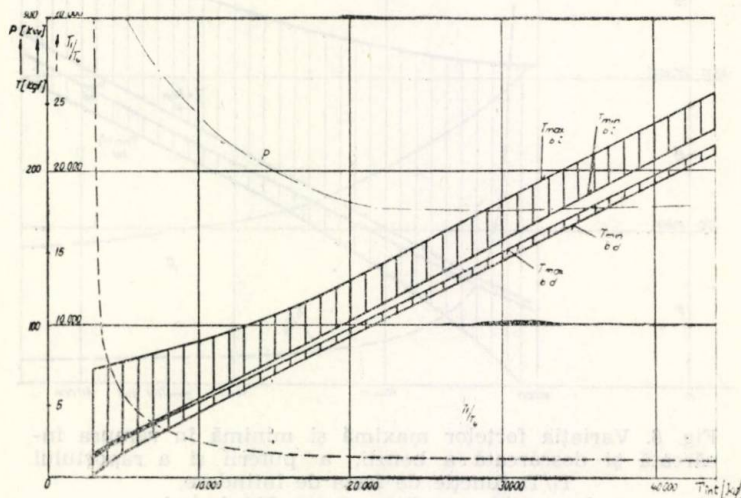


Fig. 8. Variația forțelor maximă și minimă în ramura încărcată și descărcată a benzii, a puterii și raportului T_1/T_4 funcție de forța de întindere
[$L = 2000$ m ; $G_b + G_m = 150$ kg/m]

creștere ușoară și în continuare dependența devine liniară. Rezultă că la aceeași încărcare specifică $G_b + G_m$, mai avantajoasă este banda cu lungime mai mare. La productivități mici, creșterea forței din bandă este mare chiar la forțe de întindere mici. Se poate afirma în concluzie că pînă la anumite valori ale forței de întindere creșterea forței maxime din bandă este practic neglijabilă și anume la benzi lungi cu productivități ridicate.

Rezultă de asemenea din aceste diagrame că o dată cu creșterea forței de întindere puterea necesară acționării scade mult la o creștere relativ mică a forței maxime din bandă. Pe lingă o amenajare mult mai simplă a stației de antrenare și în baza forțelor mai mici din bandă rezultă economii importante, în unele cazuri pînă la 40 %. Micșorarea diferenței între valorile maxime și minime ale forțelor face posibilă o solicitare mai uniformă a benzii deci o folosire mai rațională a ei.

Din condiția antrenării benzii fără alunecare $T_{inf} \leq T_{desf} \cdot e^{\mu\alpha}$ rezultă că raportul forțelor $T_{inf}/T_{desf} = T_{max}/T_{min}$ nu poate depăși valoarea limită dată de aderență. Dacă valoarea forței maxime T_{max} depinde și de greutatea benzii și a materialului de transportat, valoarea forței minime este determinată numai de forța de întindere. În figura 9 este reprezentat raportul T_1/T_4 funcție de lungime la diverse valori ale forței minime. Se observă că cu creșterea lungimii, pericolul alunecării crește. La valori mai mari ale forței minime din bandă antrenarea

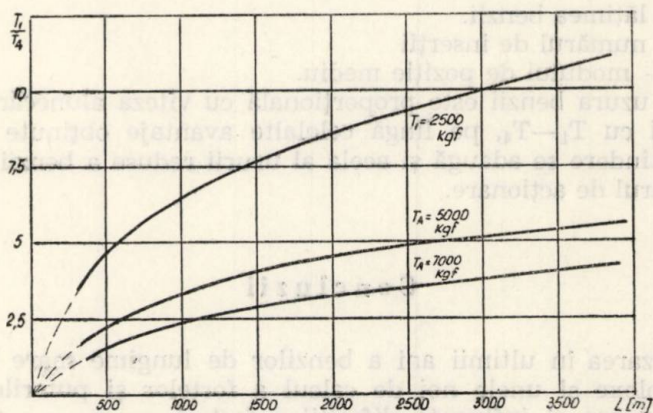


Fig. 9. Dependenta de lungimea de transport a raportului T_1/T_4 la diferite valori ale tensiunilor minime T_4 .

se poate face cu un singur motor pe cîtă vreme la valori mici ale acestei forțe, apare necesitatea antrenării duble. Rezultă de aici un alt avantaj al forței de întindere mare.

Posibilitatea antrenării cu unul sau două motoare nu rezolvă însă complet antrenarea benzilor lungi la care forța maximă din bandă crește cu lungimea. Soluția pentru realizarea unor benzi transportoare de

mare lungime este antrenarea multiplă a ramurii purtătoare a benzii folosindu-se benzile intermediare eşalonate în lungul benzii şi acţionate separat prin motoare asincrone cuplate în arbore electric. Forţa maximă din bandă scade foarte mult, fig. 10. Această scădere va depinde printre alţi factori şi de lungimea benzii purtătoare. Din calculele efectuate a rezultat însă o putere mai mare cu 35 %. Folosirea antrenării multiple apare şi mai avantajoasă la benzile transportoare înclinate unde rezis-

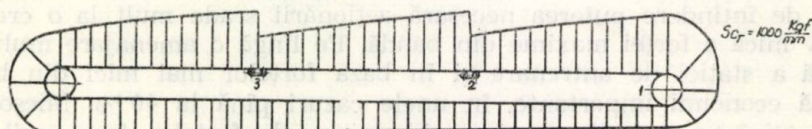


Fig. 10. Repartiția forțelor în lungul benzii transportoare antrenată cu un tambur motor și două benzi purtătoare intermediare

tențele de rotire şi rostogolire sînt neglijabile faţă de rezistențele de ridicare, de aceea variația forțelor din bandă cu lungimea este liniară. Viteza de alunecare V_a în punctul de înfăşurare a benzii pe tambur este dată de relația :

$$V_a = \frac{(T_1 - T_4)V}{B \cdot i \cdot E_m} \quad (6)$$

unde B este lățimea benzii.

i — numărul de inserții

E_m — modulul de poziție mediu.

Cum uzura benzii este proporțională cu viteza alunecării de întindere deci şi cu $T_1 - T_4$, pe lângă celelalte avantaje obținute la mărirea forței de întindere se adaugă şi acela al uzurii reduse a benzii la trecerea peste tamburul de acționare.

Concluzii

Realizarea în ultimii ani a benzilor de lungime mare a pus probleme complexe şi unele noi de calcul a forțelor şi puterilor necesare pentru antrenare şi influența diferiților factori asupra acestor mărimi.

Luînd în considerare influența rezistenței de rostogolire variabilă şi forța de întindere, s-au putut trage concluzii importante necesare proiectării şi exploatării benzilor transportoare lungi.

Solicitarea maximă a benzii este cea care impune lungimea limită a acesteia. În lucrarea de faţă se arată că singura metodă de mărire a lungimii benzii la solicitare maximă a benzii impusă este antrenarea multiplă a benzii transportoare.

Abstract

On base of the variable rolling resistance and of the stretching force there are drawn a series of conclusions necessary for designing and exploitation of the long conveyer belts.

Bibliografie

1. Dr. ing. DIETER THORMANN : VDI *Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Antriebsleistung von Gummigurtförderern*. Fördern und heben, 8/1966.
 2. M. MUTAND : *Le calcul de la puissance dans l'étude des transporteurs à courroie*. Manutention stokage 22/1965.
 3. Prof. dr. ing. K. H. WEHMEIER VDI EECKUM : *Entwicklungsrichtungen in der Berechnung und Konstruktion von Schüttgut-Stetigförderern*. Fördern und heben 4/1968.
 4. Dr. ing. KLAUS-JÜRGEN GRIMMER und Dipl. ing. DIETER THORMANN VDI : *Der Schlupf zwischen Antriebstrommel und Fördergurt*. Fördern und heben 12/1965.
 5. Dr. ing. H. LANGE : *Lastverteilung bei zweitrommelantrieben*. Fördern und heben 9/1964.
 6. *Realizări noi în construcția transportoarelor cu bandă*. IDT, 1966.
-

Abstract

On base of the variable rolling resistance and of the stretching force there are drawn a series of conditions necessary for designing and exploitation of the road conveyor belts.

Bibliografie

1. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
2. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
3. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
4. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
5. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
6. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
7. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
8. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
9. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.
10. Dr. Ing. DIETER THOMANN: VDI Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Ausdehnung von Gummibänderfördern und haben. 1968.

ANALIZA CINEMATICALĂ A ABATERILOR UNGHIULARE LA DOUĂ MECANISME PATRULATERE SFERICE

CONSTANTIN RĂDULESCU

Studiul mecanismelor se face adoptând anumiți parametri ce definesc mecanismele și funcționarea lor. Este cunoscut faptul că în procesul tehnologic de execuție a elementelor mecanismelor, realizarea parametrilor inițiali nu este posibilă decât aproximativ.

Considerând mecanismul studiat de precizie absolută și numindu-l mecanism ideal, mecanismul real va fi mecanismul realizat pe baza dimensiunilor mecanismului ideal în condiții de precizie date.

Diferența de comportare a mecanismului real față de mecanismul ideal face obiectul preciziei mecanismelor, studiul căreia este multilateral abordat pentru mecanismele cu roți dințate, mecanismele plane cu cuple superioare și inferioare [1] și evidențiat doar ca problemă pentru unele mecanisme spațiale, care au la bază cuplajele cardanice [3].

Diferența (eroarea) mecanismului real față de cel ideal poate fi considerată ca provenind din cumulara a două mari categorii de abateri (erori); abateri inițiale (abateri dimensionale ale elementelor și pozițiilor lor relative) și abateri funcționale (deformații ale elementelor).

Studiul mecanismelor spațiale se face considerând o anumită configurație a axelor de rotație, în mișcarea absolută și relativă, studiul preciziei acestor mecanisme reducându-se deci la analiza preciziei de realizare a configurației acestor axe în procesul de execuție a mecanismului.

Abordând problema preciziei mecanismelor sferice, mecanisme cu variante tehnice multiple și utilizări largi în diverse transmisii mecanice, se urmărește influența abaterilor (erorilor) inițiale asupra parametrilor cinematici ai acestor mecanisme: viteza unghiulară, raportul de transmitere și accelerația unghiulară. Analiza modului de variație

la acestor parametri cinematici ai mecanismelor reale se va face pornind de la legile de transmitere a rotației, pentru aceste mecanisme, studiate anterior. *)

Abaterile ce vor fi analizate ca diferențiind mecanismele sferice reale de cele ideale, pot fi considerate ca abateri de la concurența axelor și abateri ale unghiurilor dintre axele cuplelor de rotație.

Neconcurența axelor cuplelor de rotație ale mecanismului patrulater sferic (fig. 1), având patru elemente și patru cuple de rotație, conduce la un mecanism patrulater spațial pentru funcționarea căruia este necesară o modificare structurală: introducerea în locul a trei cuple de rotație (B, C și D) a trei cuple rotoide.

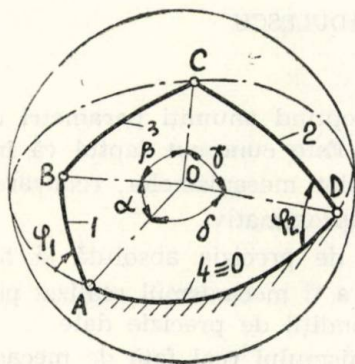


Fig. 1. Mecanism patrulater sferic

Axele cuplelor mecanismului patrulater spațial vor executa o mișcare generală în spațiu, două poziții succesive ale fiecărei axe putând fi caracterizate prin unghiul dintre axe și distanța minimă dintre ele. Analizând mișcarea acestor axe, caracterizată de parametrii amintiți cu ajutorul numerelor duale și aplicând principiul transferului al lui Study-Kotelnikov din teoria șuruburilor [2], se demonstrează că legea de transmitere a rotației în cazul mecanismului patrulater spațial este independentă de distanțele dintre axele cuplelor.

Se poate deci considera că neconcurența axelor mecanismului patrulater sferic nu influențează legea de transmitere a rotației și deci se vor considera în continuare ca abateri poziționale ce diferențiază mecanismele sferice reale de cele ideale, numai abaterile unghiulare.

Studiul influenței abaterilor unghiulare asupra cinematicii mecanismelor patrulater sferice se va face pentru cele două variante cu aplicații tehnice multiple: mecanismul articulației cardanice și mecanismul cu șaită oscilantă.

*) Dudiță, Fl. și Rădulescu, C.: „Influența abaterilor poziționale ale elementelor asupra legii de transmitere a mecanismului patrulater sferic”. Comunicare la a X-a Sesiunii științifică a Institutului politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej”, București, mai, 1966.

1. CINEMATICA ARTICULAȚIEI CARDANICE REALE

Articulația cardanică ideală este un caz particular al mecanismului patrulater sferic la care trei dintre unghiurile formate de axele cuplelor (α , β și γ) sînt egale cu 90° .

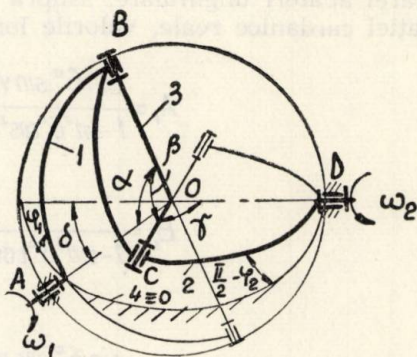


Fig. 2. Mecanismul articulației cardanice reale

Articulația cardanică reală (fig. 2) avînd la bază articulația cardanică ideală va diferi de aceasta prin faptul că unghiurile dintre axele cuplelor sînt realizate în limitele toleranțelor de execuție.

Între elementele (unghiurile dintre axele cuplelor) ce caracterizează cele două mecanisme, ideal și real, există evident legătura :

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\pi}{2} + \Delta\alpha, & \gamma &= \frac{\pi}{2} + \Delta\gamma, \\ \beta &= \frac{\pi}{2} + \Delta\beta, & \delta &= \delta^0 + \Delta\delta, \end{aligned} \quad (1)$$

unde

- α — unghiul dintre axa furcii conducătoare și axa alezajului crucii,
- β — unghiul dintre brațele crucii,
- γ — unghiul dintre axa furcii conduse și axa alezajului crucii,
- δ — unghiul dintre axa furcii conducătoare și axa furcii, conduse,
- $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$, $\Delta\gamma$ și $\Delta\delta$ — abaterile unghiurilor α , β , γ , δ (abateri unghiulare).

Legea de transmitere pentru articulația cardanică reală rezultă din legea de transmitere a mecanismului patrulater sferic, în care se introduc valorile unghiurilor dintre axe, date de relațiile (1). În urma unei dezvoltări în serie Taylor rezultă, reținînd numai primii termeni, legea de transmitere pentru articulația cardanică reală :

$$\varphi_2 = \arctg \frac{tg \varphi_1}{\cos \delta^0} + A, \Delta\alpha + B, \Delta\beta + C, \Delta\gamma + D, \Delta\delta, \quad (2)$$

unde

φ_2 — unghiul de rotație al furcii conduse în raport cu axa proprie,
 φ_1 — unghiul de rotație al furcii conducătoare în raport cu axa proprie.

Coefficienții A_1 , B_1 , C_1 și D_1 din expresia (2) definesc influența fiecărei abateri unghiulare, asupra legii de transmitere a rotației a articulației cardanice reale, valorile lor fiind funcție de δ° și φ_1 :

$$A_1 = \frac{\sin \delta^\circ \sin \varphi_1}{1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1}, \quad (3)$$

$$B_1 = \frac{1}{(1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1)^{\frac{1}{2}}} - \frac{1}{\cos \delta^\circ}, \quad (4)$$

$$C_1 = \frac{\sin \delta^\circ \cos \varphi_1}{(1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1)^{\frac{1}{2}}} - \operatorname{tg} \delta^\circ, \quad (5)$$

$$D_1 = \frac{\sin \delta^\circ \sin 2\varphi_1}{2(1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1)}. \quad (6)$$

Viteza unghiulară a furcii conduse rezultă prin derivare, după regula de derivare a funcțiilor compuse, a funcției (2):

$$\omega_2 = \left(\frac{\cos \delta^\circ}{1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1} + A'_1 \Delta \alpha + B'_1 \Delta \beta + C'_1 \Delta \gamma + D'_1 \Delta \delta \right) \omega_1, \quad (7)$$

unde

$$A'_1 = \frac{\sin \delta^\circ \cos \varphi_1 (\cos^2 \delta^\circ - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1)}{(1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1)^2}, \quad (8)$$

$$B'_1 = -\frac{\sin^2 \delta^\circ \sin 2\varphi_1}{2(1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1)^{-\frac{3}{2}}}, \quad (9)$$

$$C'_1 = -\frac{\sin \delta^\circ \sin \varphi_1}{(1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1)^{-\frac{3}{2}}}, \quad (10)$$

$$D'_1 = \frac{\sin \delta (\cos 2\varphi_1 - \sin^2 \delta \cos^2 \varphi_1)}{(1 - \sin^2 \delta \cos^2 \varphi_1)^2} \quad (11)$$

Raportul de transmitere pentru articulația cardanică reală rezultă imediat din relația (7) :

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \delta^\circ}{1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1} + A'_1 \Delta \alpha + B'_1 \Delta \beta + C'_1 \Delta \gamma + D'_1 \Delta \delta \quad (12)$$

Această ultimă relație se mai poate scrie sub forma :

$$i = i^\circ + A'_1 \Delta \alpha + B'_1 \Delta \beta + C'_1 \Delta \gamma + D'_1 \Delta \delta \quad (13)$$

unde

$$i^\circ = \frac{\cos \delta^\circ}{1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1} \quad (14)$$

reprezintă raportul de transmitere pentru articulația cardanică ideală.

Coefficienții A'_1 , B'_1 , C'_1 și D'_1 definesc influența fiecărei abateri unghiulare asupra vitezei unghiulare a furcii conduse și a raportului de transmitere al articulației cardanice reale.

Raportul de transmitere al articulației cardanice reale (13), este determinat de raportul de transmitere al articulației cardanice ideale (14) și de abaterile tuturor unghiurilor ce caracterizează mecanismul respectiv.

Pentru a stabili modul în care influențează viteza unghiulară, respectiv raportul de transmitere fiecare abatere unghiulară ($\Delta \alpha$, $\Delta \beta$, $\Delta \gamma$ și $\Delta \delta$) s-au calculat valorile coeficienților A_1 , B_1 , C_1 și D_1 ce determină influența acestor abateri asupra mărimilor respective. Variația acestor coeficienți pentru valori ale unghiului δ° de 5° , 10° și 15° este redată în figura 3.

Accelerația unghiulară a furcii conduse rezultă prin derivarea în raport cu timpul a legii de variație a vitezei unghiulare a furcii conduse (7), pentru cazul cînd $\omega_1 = \text{ct}$, fiind de forma :

$$\varepsilon_2 = \left[\frac{\sin^2 \delta^\circ \cos \delta^\circ \sin 2\varphi_1}{(1 - \sin^2 \delta^\circ \cos^2 \varphi_1)^2} + A''_1 \Delta \alpha + B''_1 \Delta \beta + C''_1 \Delta \gamma + D''_1 \Delta \delta \right] \omega_1^2 \quad (15)$$

Această expresie se poate pune sub forma :

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = \frac{\varepsilon_1^\circ}{\omega_1^2} + A''_1 \Delta \alpha + B''_1 \Delta \beta + C''_1 \Delta \gamma + D''_1 \Delta \delta \quad (16)$$

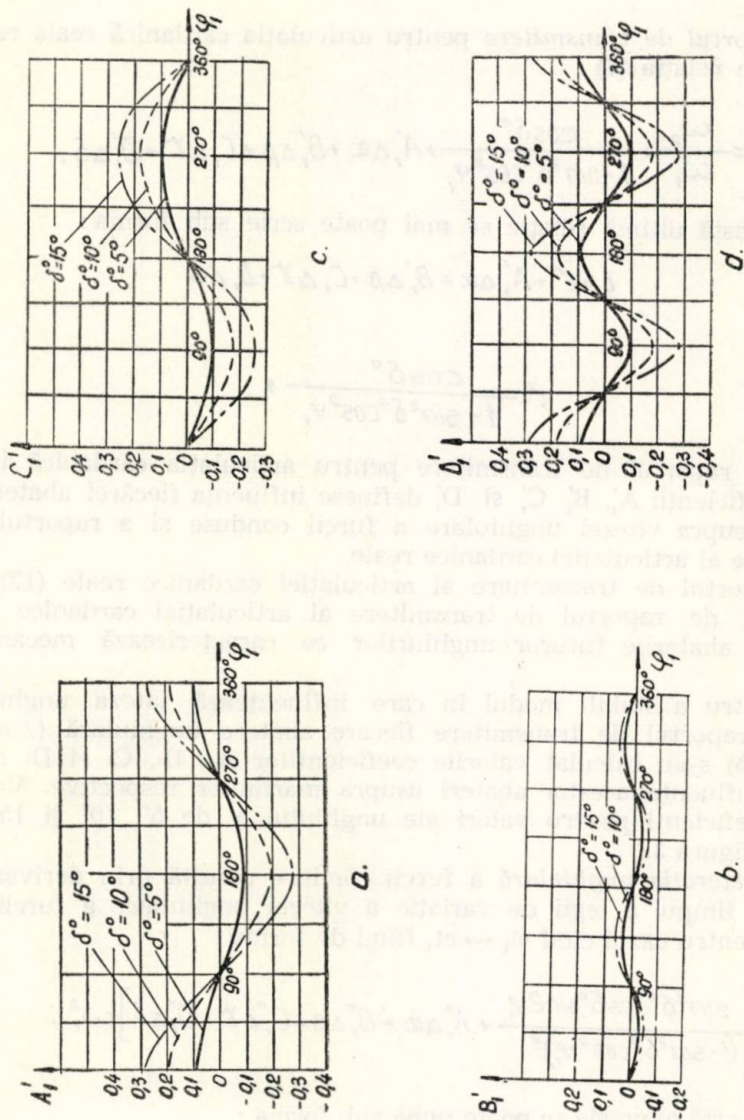


Fig. 3. Variația coeficienților A' , B' , C' și D'

unde :

$$\frac{\epsilon_1^0}{\omega_1^2} = - \frac{\sin^2 \delta^0 \cos \delta^0 \sin 2 \varphi_1}{(1 - \sin^2 \delta^0 \cos^2 \varphi_1)^2} , \quad (17)$$

reprezintă accelerația unghiulară a articulației cardanice ideale.

Coefficienții A_1'' , B_1'' , C_1'' și D_1'' stabilesc influența abaterilor unghiulare $\Delta \alpha$, $\Delta \beta$, $\Delta \gamma$ și $\Delta \delta$ asupra accelerației unghiulare a mecanismului real expresiile lor fiind :

$$A_1'' = - \frac{\sin \delta \sin \varphi_1 (2 \cos 2 \delta^0 + 3 \sin^2 2 \delta \cos^2 \varphi_1 + 2 \sin^4 \delta^0 \cos^4 \varphi_1)}{(1 - \sin^2 \delta^0 \cos^2 \varphi_1)^3} , \quad (18)$$

$$B_1'' = - \frac{\sin^2 \delta^0 [\cos 2 \varphi_1 - \sin^2 \delta^0 (1 - \sin^4 \varphi_1)]}{(1 - \sin^2 \delta^0 \cos^2 \varphi_1)^{\frac{5}{2}}} , \quad (19)$$

$$C_1'' = - \frac{\sin \delta^0 \cos \varphi_1 (\cos^2 \delta^0 - 2 \sin^2 \delta^0 \sin^2 \varphi_1)}{(1 - \sin^2 \delta^0 \cos^2 \varphi_1)^{\frac{5}{2}}} , \quad (20)$$

$$D_1'' = \frac{\sin \delta^0 \sin \varphi_1 (\sin^2 \delta^0 \sin^2 \varphi_1 - \sin^2 \delta^0 \cos^2 \delta^0 \cos^2 \varphi_1 - 2 \cos^2 \delta^0)}{(1 - \sin^2 \delta^0 \cos^2 \varphi_1)^3} . \quad (21)$$

Accelerația unghiulară a articulației cardanice reale (16) este determinată de accelerația unghiulară a articulației cardanice ideale (17) și de abaterile tuturor unghiurilor ce caracterizează mecanismul real respectiv.

Variația coeficienților ce marchează influența abaterilor unghiulare asupra accelerației unghiulare a furcii conduse sînt date în figura 4.

Din analiza expresiilor parametrilor cinematici ai articulației cardanice reale, viteza unghiulară (7), raportul de transmitere (12) și accelerația unghiulară (15), și în special din analiza mărimilor ce intervin în expresiile respective, mărimi prezentate în figura 3, respectiv figura 4, se pot trage următoarele concluzii privind influența diverselor abateri asupra cinematicii articulației cardanice reale :

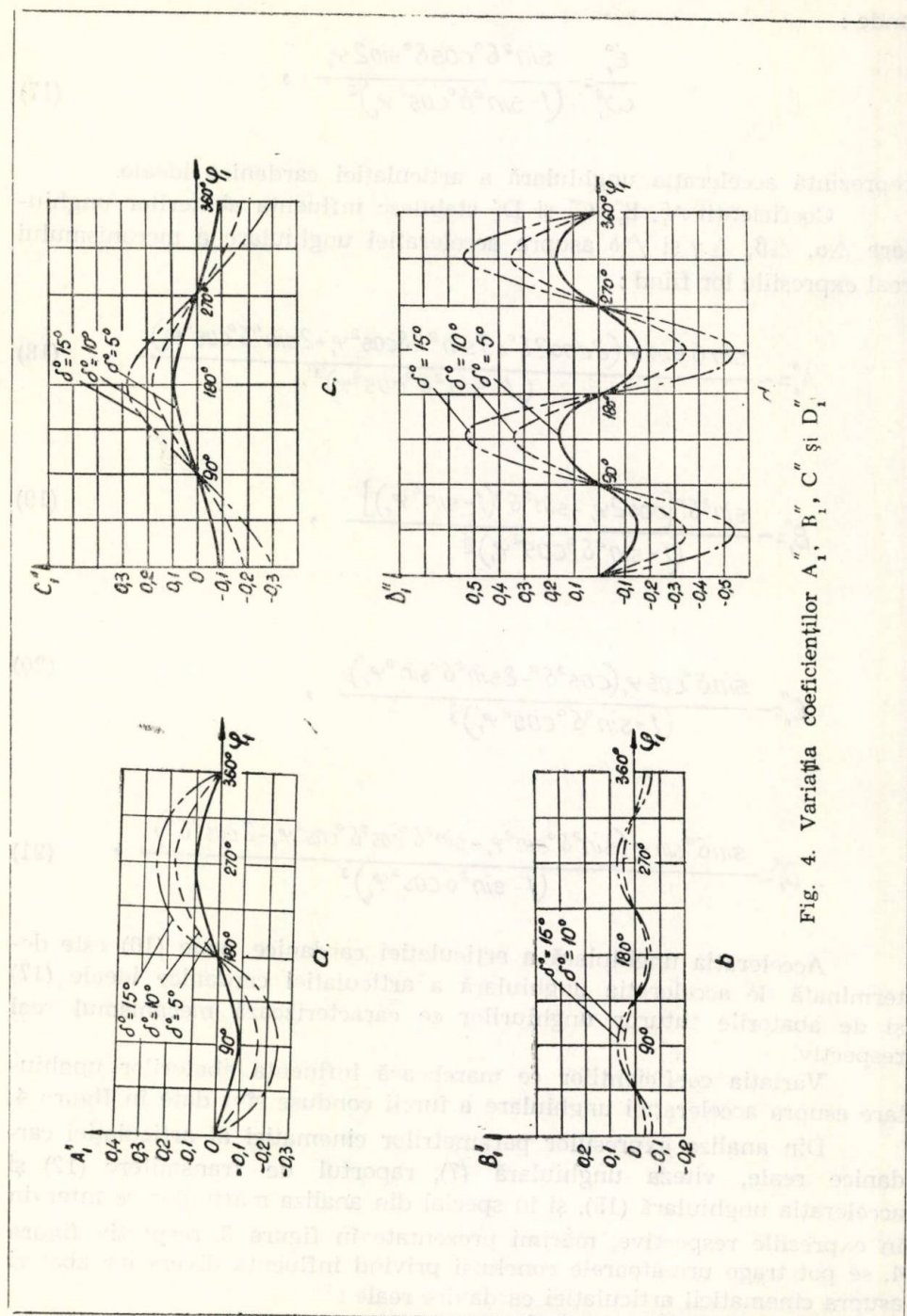


Fig. 4. Variația coeficienților A' , B' , C' și D'

— influența tuturor abaterilor unghiulare asupra parametrilor cinematici ai mecanismului real este condiționată direct proporțional de valoarea unghiului δ° dintre axa furcii conduse și axa furcii conducătoare,

— abaterea de la perpendicularitate, a axei furcii conducătoare cu axa alezajului crucii ($\triangle\alpha$), a axei furcii conduse cu axa alezajului crucii ($\triangle\gamma$), respectiv abaterea unghiului dintre axele furcilor conduse și conducătoare ($\triangle\delta$) sînt cele ce influențează în principal parametrii cinematici,

— abaterea de la perpendicularitate a brațelor crucii ($\triangle\beta$) are o influență practic neglijabilă asupra cinematiei articulației cardanice reale.

2. CINEMATICA MECANISMULUI CU ȘAIBĂ OSCILANTĂ REAL

Mecanismul cu șaibă oscilantă ideal este un alt caz particular al mecanismului patruleter sferic la care trei unghiuri formate de axele cuplelor (β ; γ ; δ) sînt de 90° .

Diferența dintre mecanismul cu șaibă oscilantă real (fig. 5) și cel ideal este determinată de abaterile unghiurilor ce caracterizează mecanismul.

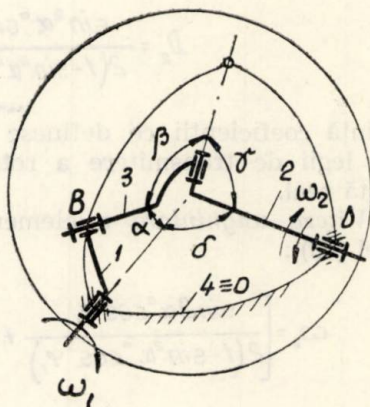


Fig. 5. Mecanismul cu șaibă oscilantă real

Legătura dintre unghiurile ce caracterizează cele două mecanisme este dată de relațiile :

$$\begin{aligned} \alpha &= \alpha^\circ + \Delta\alpha, & \gamma &= \frac{\pi}{2} + \Delta\gamma, \\ \beta &= \frac{\pi}{2} + \Delta\beta, & \delta &= \frac{\pi}{2} + \Delta\delta, \end{aligned} \quad (22)$$

Legea de transmitere pentru mecanismul cu șaibă oscilantă real se stabilește bazat pe aceleași considerente ca în cazul articulației car-danice, obținind cu aceleași semnificații :

$$\varphi_2 = \arctg(tg \alpha^\circ \sin \varphi_1) + A_2 \Delta \alpha + B_2 \Delta \beta + C_2 \Delta \gamma + D_2 \Delta \delta \quad (23)$$

unde :

$$A_2 = \frac{\sin \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1}, \quad (24)$$

$$B_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1}} - \frac{1}{\cos \alpha^\circ}, \quad (25)$$

$$C_2 = \frac{\sin \alpha^\circ \cos \varphi_1}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1}} - tg \alpha^\circ, \quad (26)$$

$$D_2 = \frac{\sin^2 \alpha^\circ \sin 2 \varphi_1}{2(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)}, \quad (27)$$

reprezintă coeficienții ce definesc influența fiecărei abateri unghiulare asupra legii de transmitere a rotației în cazul mecanismelor cu șaibă oscilantă real.

Viteza unghiulară a elementului condus rezultă prin derivarea funcției (23) :

$$\omega_2 = \left[\frac{\sin 2 \alpha^\circ \cos \varphi_1}{2(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)} + A'_2 \Delta \alpha + B'_2 \Delta \beta + C'_2 \Delta \gamma + D'_2 \Delta \delta \right] \quad (28)$$

unde :

$$A'_2 = \frac{\cos \varphi_1 (\cos^2 \alpha^\circ - \sin^2 \alpha^\circ \sin^2 \varphi_1)}{(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^2}, \quad (29)$$

$$B'_2 = \frac{\sin^2 \alpha^\circ \sin 2 \varphi_1}{2(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^{\frac{3}{2}}}, \quad (30)$$

$$C'_2 = \frac{\sin \alpha^\circ \sin \varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^{\frac{3}{2}}} \quad , \quad (31)$$

$$D'_2 = \frac{\sin^2 \alpha^\circ (\cos 2\varphi_1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)}{(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^2} \quad (32)$$

Raportul de transmitere ce rezultă din (28) poate fi pus sub forma :

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i^\circ + A'_2 \Delta \alpha + B'_2 \Delta \beta + C'_2 \Delta \gamma + D'_2 \Delta \delta \quad (33)$$

unde :

$$i^\circ = \frac{\sin 2\alpha^\circ \cos \varphi_1}{2(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)} \quad (34)$$

reprezintă raportul de transmitere al mecanismului cu şaibă oscilantă ideal.

Raportul de transmitere al mecanismului real (33) este determinat de raportul de transmitere al mecanismului ideal (34) şi de abaterile unghiulare, influenţa acestora asupra raportului de transmitere fiind marcată prin coeficienţii A'_2 , B'_2 , C'_2 şi D'_2 .

Variaţia coeficienţilor A'_2 , B'_2 , C'_2 şi D'_2 este redată în figura 6.

Acceleraţia unghiulară a elementului condus rezultă prin derivarea în raport cu timpul a funcţiei (28) :

$$\varepsilon_2 = \left[\frac{\sin 2\alpha^\circ \sin \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)}{2(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^2} + A''_2 \Delta \alpha + B''_2 \Delta \beta + C''_2 \Delta \gamma + D''_2 \Delta \delta \right] \omega_1^2 \quad (35)$$

sau

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = \frac{\varepsilon_2^\circ}{\omega_1^2} + A''_2 \Delta \alpha + B''_2 \Delta \beta + C''_2 \Delta \gamma + D''_2 \Delta \delta \quad , \quad (36)$$

unde :

$$\frac{\varepsilon_2^\circ}{\omega_1^2} = \frac{\sin 2\alpha^\circ \sin \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)}{2(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^2} \quad , \quad (37)$$

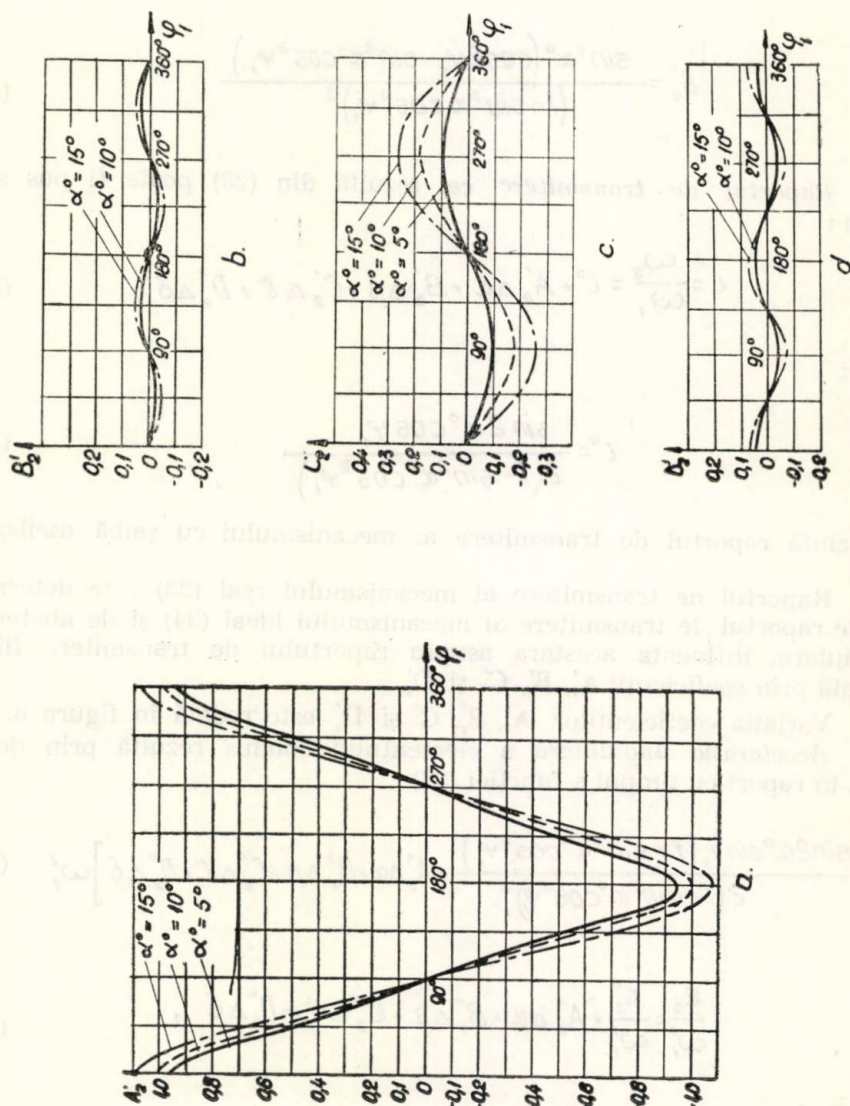


Fig. 6. Variația coeficienților A_z , B_z , C_z și D_z

reprezintă accelerația unghiulară a mecanismului cu șaibă oscilantă, ideal.

Coeficienții A'' , B'' , C'' și D'' ce stabilesc influența abaterilor unghiulare asupra accelerației unghiulare sînt dați de expresiile :

$$A''_2 = - \frac{\sin \varphi_1 (2 \cos 2\alpha^\circ + 3 \sin^2 2\alpha^\circ \cos^2 \varphi_1 + 2 \sin^4 \alpha^\circ \cos^4 \varphi_1)}{(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^2} , \quad (38)$$

$$B''_2 = \frac{\sin^2 \alpha^\circ [\cos 2\varphi_1 - \sin^2 \alpha^\circ (1 - \sin^4 \varphi_1)]}{(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^{\frac{5}{2}}} , \quad (39)$$

$$C''_2 = \frac{\sin \alpha^\circ \cos \varphi_1 (\cos^2 \alpha^\circ - 2 \sin^2 \alpha^\circ \sin^2 \varphi_1)}{(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^{\frac{5}{2}}} , \quad (40)$$

$$D''_2 = \frac{\sin \alpha^\circ \sin \varphi_1 (\sin^2 \alpha^\circ \sin^2 \varphi_1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1 - 2 \cos^2 \alpha^\circ)}{(1 - \sin^2 \alpha^\circ \cos^2 \varphi_1)^3} . \quad (41)$$

Accelerația unghiulară a mecanismului cu șaibă oscilantă real (36) este determinată de accelerația unghiulară a mecanismului ideal (37), fiind influențată de abaterile unghiulare ale tuturor elementelor, influența diverselor abateri putînd fi urmărită din analiza variației coeficienților A'' , B'' , C'' și D'' redată în figura 7.

Din analiza expresiilor parametrilor cinematici ai mecanismului cu șaibă oscilantă real (28), (33) și (36) precum și din analiza mărimilor ce intervin în aceste relații evidențiate în figura 6, respectiv figura 7, rezultă următoarele concluzii privind influența diverselor abateri asupra cinematiei mecanismului cu șaibă oscilantă real :

— influența tuturor abaterilor unghiulare asupra parametrilor cinematici este și în acest caz condiționată de valoarea unghiului diferit de 90° ce caracterizează mecanismul (α°),

— abaterea unghiulară ($\Delta\alpha$) ce caracterizează elementul conducător (unghiul dintre axa de rotație a elementului conducător și axa alezajului crucii) este abaterea ce influențează în principal parametrii cinematici,

— abaterea unghiulară ($\Delta\beta$) a elementului intermediar este practic neglijabilă.

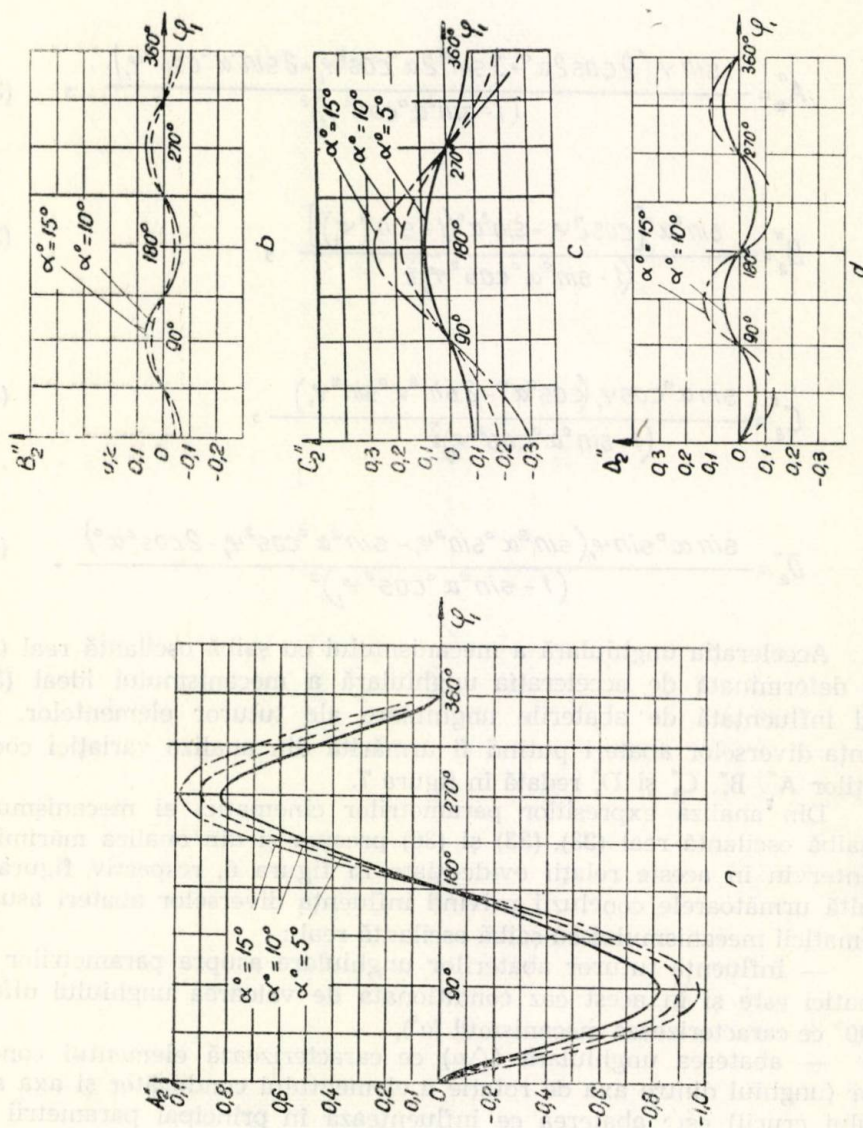


Fig. 7. Variația coeficienților A'' , B'' , C'' și D''

Abstract

Beginning with the transmission law of the spherical four-bar mechanism there is studied the influence of the angular deflections of the elements on the kinematic parameters of the cardan joint mechanism and of the oscillating disk mechanism.

Bibliografie

1. BRUEVICI, N. G. : *Tocinosti mehanizmov*. Moscova, OGIZ, 1946.
2. DIMENTBERG, F. M. : *Vintovoe iscisleenie*. Moscova, Izd. Nauca, 1965.
3. DUDIȚĂ, FL. : *Transmisii cardanice*. București, Editura tehnică, 1966.
4. DUDIȚĂ FL. : *Existența manivelei la mecanismele patrulare sferice*. Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 2, 1965.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XI — 1969

Termotehnică, construcția de automobile-tractoare

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XI — 1969

**Heat engineering, Construction of motors-cars
and tractors**

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XI — 1969

Termotehnique, Construction d'automobiles-tracteurs

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XI — 1969

Wärmetechnik, Kraftwagen und Traktorenbau

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XI — 1969

**Теплотехника, конструкция автомобилей
и тракторов**

INFLUENȚA CARACTERULUI NESTAȚIONAR AL CURGERII GAZELOR ASUPRA NEUNIFORMITĂȚII SCHIMBULUI DE ÎNCĂRCĂTURĂ AL MOTOARELOR CU PISTON

V. HOFFMANN, N. VEȘTEMEANU, M. EPUREANU, A. IONESCU

Menținerea unei umpleri bune a cilindrilor motoarelor cu ardere internă, în condițiile turațiilor din ce în ce mai ridicate, impune acordarea unei atenții deosebite proiectării sistemului de admisiune. Din acest motiv în ultimii ani la proiectarea sistemelor de admisiune pe lângă asigurarea unui traseu cu pierderi gazodinamice minime se acordă o atenție sporită și fenomenelor nestaționare din sistemele de admisiune și emisii.

Este cunoscut că undele de presiune și viteză provocate de admișiile în diferiți cilindri pot în anumite condiții să îmbunătățească sau să înrăutățească umplerea unui sau a mai multor cilindri. Oscilațiile de presiune, influențând în mod inegal umplerea diferiților cilindri, pot provoca neuniformități pronunțate în funcționarea motoarelor policilindrice.

În prezent numeroase firme constructive caută evitarea umplerii inegale a cilindrilor, grupând la o conductă de admisiune un număr restrâns de cilindri sau asigurând fiecărui cilindru o conductă de admisiune proprie. Aceste soluții au permis în unele cazuri îmbunătățirea sensibilă a umplerii cilindrilor și a performanțelor motorului.

Rezultatele obținute sînt deosebit de favorabile în cazul cînd lungimea conductelor se alege astfel încît să asigure și supraalimentarea prin inerție a cilindrilor. În figurile 1 și 2 sînt redată spre exemplificare asemenea sisteme de admisiune realizate pentru motoarele Dodge-Pleymouth (fig. 1) și Creysler (fig. 2).

Așa cum se vede și în aceste figuri, soluțiile adoptate au rezultat însă forme constructive greoaie: a sporit sensibil gabaritul motorului și s-a îngreunat accesul la diferitele piese ale motorului (bujii, supape etc.).

Pentru evitarea folosirii unor sisteme de admisiune dificile din punct de vedere constructiv este necesar cunoașterea numărului de cilindri care pot fi racordați la o conductă comună fără a înrăutăți sensibil procesul de umplere.

În scopul urmăririi influenței reciproce a cilindrilor legați la aceeași conductă de admisiune în cadrul laboratorului de Termotehnică al Institutului Politehnic Brașov s-a urmărit comportarea unui sistem de admisiune racordat la doi cilindri în comparație cu funcționarea sistemului cu un singur cilindru. (Cilindrii având diametrul de 65 mm și cursa de 92 mm).

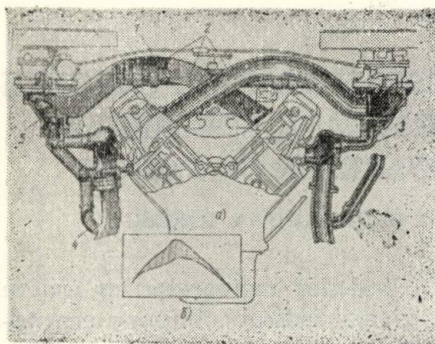


Fig. 1. Sistemul de admisiune realizat pentru motorul Dodge-Pley-mouth

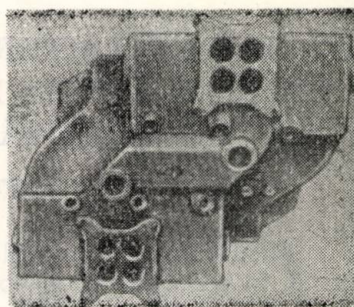


Fig. 2. Sistemul de admisiune realizat pentru motorul Creysler

În timpul experimentării, lungimea conductei de admisiune a variat de la 20 cm la 190 cm; turațiile realizate fiind de 470, 1010, 1770 și 2700 ture pe minut (motorul fiind antrenat la rece). În figura 3 este redată variația coeficientului de umplere în funcție de lungimea conductei de admisiune pentru cele patru turații menționate mai sus.

Curbele pline corespund funcționării cu un cilindru, iar cele punctate funcționării cu doi cilindri.

În figura 4 este redată variația coeficientului de umplere în funcție de turație, pentru lungimea $l = 40$ cm al conductei de admisie.

După cum se vede în aceste figuri coeficientul la umplere scade cu creșterea turației datorită sporirii pierderilor de presiune odată cu creșterea vitezei de deplasare a gazelor în conductă. La anumite lungimi și turații curbele prezintă maxime datorită regimurilor de rezonanță ($l = 40$ cm și $n = 2770$, respectiv $l = 120$ cm și $n = 1770$ rot/min).

Faptul că motorul utilizat era de 4 timpi (de construcție „Timpuri noi”) iar admisiunea în cilindrul al doilea a urmat imediat după admisiunea în primul cilindru a rezultat apariția regimurilor de rezonanță la aceleași turații și lungimi atât în cazul funcționării cu un singur cilindru cât și în cazul funcționării cu doi cilindri. Legarea celui de al doilea cilindru la aceeași conductă de admisiune a avut ca efect, contrar așteptărilor, o umplere mai favorabilă a cilindrilor într-un interval mare de turații ($n = 1010 \sim 2770$ rot/min) față de cazul sistemului de admisiune cu un singur cilindru, sprorurile obținute pentru coeficientul de umplere ajungând până la valori de 15 %.

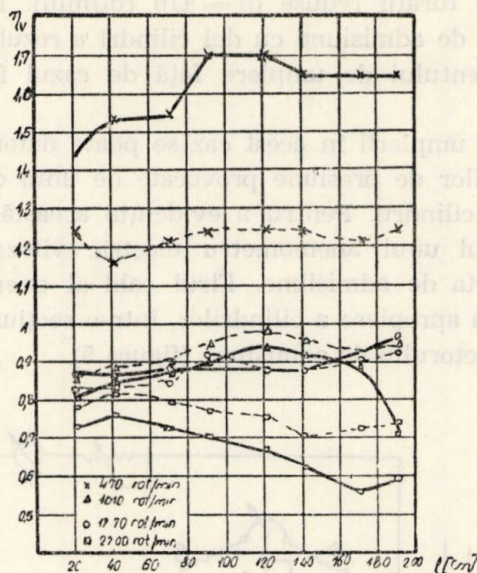


Fig. 3. Variația coeficientului de umplere în funcție de lungimea conductei de admisiune la diferite turatii

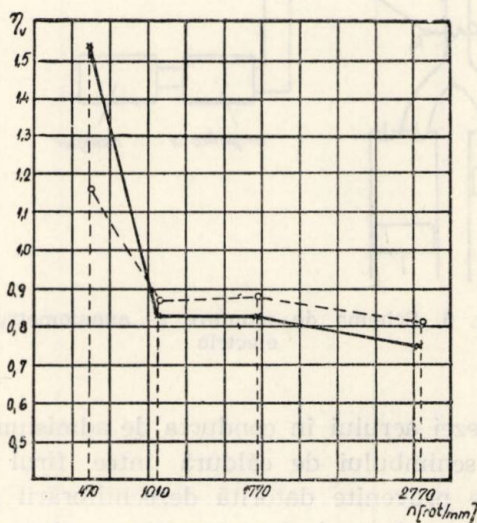


Fig. 4. Variația coeficientului de umplere în funcție de turatia motorului

O înrăutățire a umplerii, în cazul funcționării cu doi cilindri, se constată numai la turații reduse ($n=470$ rot/min). În acest caz funcționarea conductei de admisiune cu doi cilindri a rezultat o scădere pînă la 25 % a coeficientului de umplere față de cazul funcționării cu un singur cilindru.

Înrăutățirea umplerii în acest caz se poate datora influenței nefavorabile a oscilațiilor de presiune provocate de unul din cilindri asupra umplerii celuilalt cilindru. Pentru a evidenția această situație s-a înregistrat cu ajutorul unui anemometru electric viteza de deplasare a aerului în conducta de admisiune. Firul cald al anemometrului a fost montat în imediata apropiere a cilindrilor, într-o secțiune înaintea locului de bifurcare a colectorului de admisiune (figura 5).

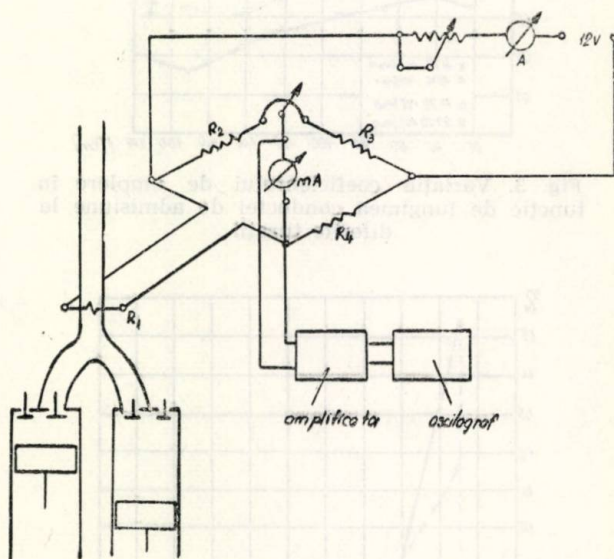


Fig. 5. Schema de montare a anemometrului electric

Variația vitezei aerului în conducta de admisiune rezultă o variație a intensității schimbului de căldură între firul cald (R_1) și aer, semnalele electrice provenite datorită dezechilibrării punții Wheatstone au fost amplificate și apoi înregistrate cu ajutorul unui oscilograf cu bucle.

După cum se vede în figura 6 a cele două admisiuni succesive în cei doi cilindri rezultau două maxime (A_1 și A_2) pe curba de variație a

temperaturii firul cald, respectiv a vitezei aerului în conducta de admisiune. Pentru a urmări mai bine variația vitezei aerului în timpul admisiunii sistemului de amplificare, a fost astfel ales încît să mărimă sensibil virfurile care corespundeau admisiilor eliminînd în același timp restul curbei (figura 6 b).

În figura 7 este redată pe o scară mărită oscilograma înregistrată în timpul funcționării conductei de admisiune cu doi cilindri, turația motorului fiind de 470 rot/min.

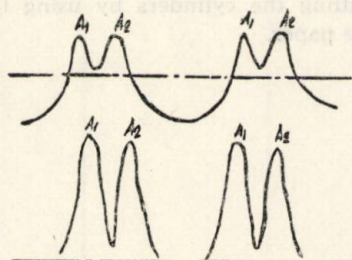


Fig. 6. Înregistrarea admisiilor cu ajutorul anemometrului electric

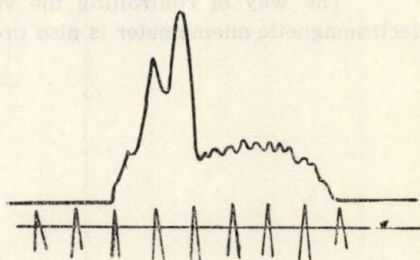


Fig. 7. Oscilograma admisiilor în cazul umplerii neuniforme a cilindrilor

Curba superioară indică viteza aerului în dreptul anemometrului în timpul admisiunilor în cei doi cilindri, linia orizontală servind pentru comparație. Pe oscilogramă s-a înregistrat de asemenea și timpul parcurs. Durata admisiei în cei doi cilindri corespundea la opt intervale de timp. Din analiza oscilogramei rezultă în mod evident condițiile nefavorabile în care se desfășura umplerea în primul cilindru, față de al doilea: amplitudinea primei admisii fiind cu mult mai redusă față de cea corespunzătoare cilindrului al doilea. Diferența de amplitudine a impulsurilor de admisiune arată în mod evident neuniformitatea umplerii cilindrilor la acest regim de funcționare.

În concluzie se poate arăta că legarea mai multor cilindri la aceeași conductă de admisiune nu înrăutățește în toate cazurile procesul de umplere. Dimpotrivă racordarea a doi cilindri la aceeași conductă poate duce la o îmbunătățire a coeficientului de umplere al cilindrilor, îmbunătățire care se menține pe un diapazon destul de mare de turații.

Pentru realizarea unei asemenea îmbunătățiri este însă necesar ca succesiunea admisiunilor în cilindri, lungimea conductei de admisiune și turația motorului să fie alese în mod judicios. La verificarea experimentală a uniformității umplerii cilindrilor pot fi folosite cu succes anemometre electrice montate în apropierea supapelor de admisiune.

Abstract

The paper deals with the influence on the admission process of connecting several cylinders to a common intake manifold. The comparing of the filling of the cylinders while the intake manifold is in operation with one and two cylinders respectively, results in the possibility of improving the filling coefficient when connecting two cylinders to the manifold, as against the pipe functioning with a simple cylinder. The improvement maintains for a long interval of number of revolutions.

The way of controlling the variation in filling the cylinders by using the electromagnetic anemometer is also presented in the paper.

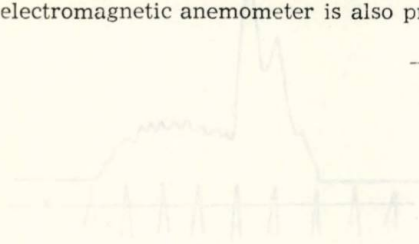


Fig. 7 Oscillogram showing the variation of the filling coefficient K_v as a function of the number of revolutions n for a single cylinder.

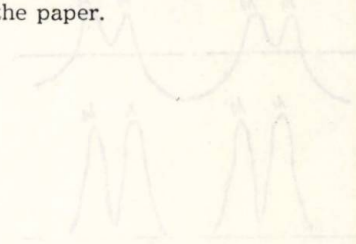


Fig. 8 Oscillogram showing the variation of the filling coefficient K_v as a function of the number of revolutions n for two cylinders.

Curba superioară indică variația coeficientului de umplere în funcție de numărul de rotații al motorului. Curba inferioară reprezintă oscillogramul curentului de admisie în funcție de numărul de rotații al motorului. Se observă că în cazul conectării a doi cilindri la un manifold comun, coeficientul de umplere este mai mare decât în cazul conectării a un singur cilindru la un manifold comun. Acest lucru se observă din faptul că amplitudinea curentului de admisie este mai mare în cazul conectării a doi cilindri decât în cazul conectării a un singur cilindru la un manifold comun. Acest lucru se observă din faptul că amplitudinea curentului de admisie este mai mare în cazul conectării a doi cilindri decât în cazul conectării a un singur cilindru la un manifold comun.

În concluzie se poate afirma că legarea mai multor cilindri la un manifold comun are efecte pozitive asupra coeficientului de umplere. Acest lucru se observă din faptul că amplitudinea curentului de admisie este mai mare în cazul conectării a doi cilindri decât în cazul conectării a un singur cilindru la un manifold comun. Acest lucru se observă din faptul că amplitudinea curentului de admisie este mai mare în cazul conectării a doi cilindri decât în cazul conectării a un singur cilindru la un manifold comun.

Prin urmare, se poate afirma că legarea mai multor cilindri la un manifold comun are efecte pozitive asupra coeficientului de umplere. Acest lucru se observă din faptul că amplitudinea curentului de admisie este mai mare în cazul conectării a doi cilindri decât în cazul conectării a un singur cilindru la un manifold comun. Acest lucru se observă din faptul că amplitudinea curentului de admisie este mai mare în cazul conectării a doi cilindri decât în cazul conectării a un singur cilindru la un manifold comun.

CONTRIBUȚII LA DETERMINAREA ANALITICĂ A POSTUMPLERII NEGATIVE LA MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ

ALEXANDRU TODICESCU

1. Majoritatea metodelor de calcul ale motoarelor cu ardere internă utilizează noțiunea de coeficient de umplere — η_v — drept criteriu de apreciere a eficacității proceselor de admisiune. Coeficientul de umplere sau randamentul volumetric, este definit ca raportul dintre cantitatea de fluid proaspăt admisă efectiv în cilindrul motor într-un ciclu de funcționare și cantitatea din același fluid care ar umple cilindrul — V_h — a motorului în condițiile parametrilor de stare ai mediului din care se face umplerea (p_0 , T_0). Notînd cu — M_{am} — [kmoli] cantitatea de fluid proaspăt admisă efectiv în motor și cu — M_{ham} — [kmoli] cea corespunzătoare cilindrului — V_h —, coeficientul — η_v — este definit prin următoarea relație [1, 2].

$$\eta_v = \frac{M_{am}}{M_{ham}} \quad (1)$$

Prelungirea procesului de umplere după punctul mort exterior — deci închiderea supapei de admisiune cu o anumită întârziere (figura 1) — este impusă de fenomenele specifice curgerii fluidelor pe traseul de aducțiune și prin organele de admisiune (inertția coloanei de gaz în mișcare, procese pulsatorii pe conductele de admisiune, cinematica sistemului mecanic ce realizează închiderea supapelor etc.).

Pentru aceasta, în calculul proceselor de umplere este utilă introducerea noțiunii de postumplere, care reprezintă partea procesului de admisiune care are loc după punctul mort exterior [1, 2, 5, 6].

Dacă — $M_{am(a)}$ — [kmoli] este cantitatea de încărcătură proaspătă admisă în cilindru pînă în punctul — a — (figura 1), atunci sporul de încărcătură al postumplerii va fi :

$$\Delta M_{am} = M_{am} - M_{am(a)} \quad (2)$$

În acest fel se pot folosi două forme ale coeficientului de umplere și anume, un coeficient total — η_v — definit prin relația (1) și un coeficient geometric de umplere — η'_v — care reprezintă umplerea corespunzătoare momentului în care pistonul se găsește în PME [1, 2].

$$\eta'_v = \frac{M_{am(a)}}{M_{ham}} \quad (3)$$

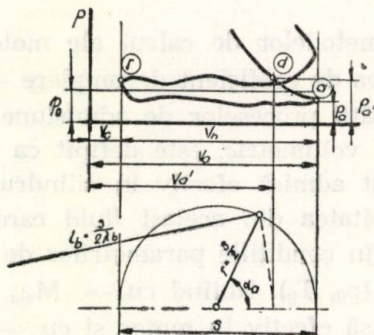


Fig. 1. Schema de principiu a calculului umplerii

Așadar

$$\eta_v = \eta'_v + \Delta \eta_v = \frac{M_{am(a)}}{M_{ham}} + \frac{\Delta M_{am}}{M_{ham}} \quad (4)$$

unde $\Delta \eta_v$ este creșterea coeficientului de umplere prin postumplere.

Analitic se utilizează două forme de exprimare ale postumplerii și anume :

— după S. E. Lebedev [5] :

$$\eta_v = \frac{M_{am} + M_r}{M_{am(a)} + M_r} = \frac{M_{a'}}{M_a} \quad (5)$$

— după M. M. Maslennikov [6] :

$$\lambda_c = \frac{M_{am}}{M_{am(a)}} = \frac{z_v}{z_v'} \quad (6)$$

Acești doi coeficienți de postumplere pot fi exprimați unul în raport cu celălalt [1, 2] astfel :

$$z_1 = \frac{M_{am} + M_r}{M_{am(a)} + M_r} = \frac{\lambda_c + \frac{M_r}{M_{am(a)}}}{1 + \frac{M_r}{M_{am(a)}}} = \frac{\lambda_c \left(1 + \frac{\gamma_r}{\psi}\right)}{1 + \lambda_c \frac{\gamma_r}{\psi}} \quad (7)$$

unde s-a notat :

$$M_{am} = M_o \left(1 + \frac{1}{\alpha_o L_o m_c}\right) = M_o \psi \quad (8)$$

sau

$$\lambda_c = \frac{z_1}{1 - \frac{\gamma_r}{\psi} (z_1 - 1)} \quad (9)$$

Pentru motoarele ce lucrează cu formarea interioară a amestecului în relațiile de mai sus trebuie considerat $\psi = 1$ [1].

2. Calculul efectiv al coeficienților z_1 , λ_c poate fi făcut asimilind evoluția de postumplere cu o politropică de compresie avînd exponentul — n_s — iar pentru motoarele normale, avînd fazele de umplere bine structurate, cei doi coeficienți au expresiile următoare [1, 2].

$$z_1 = \frac{M_{a'}}{M_a} = \frac{p_{a'} V_{a'}}{848 T_{a'}} \cdot \frac{848 T_a}{p_a V_a} = \frac{p_{a'}}{p_a} \frac{1}{\varepsilon_a \theta} = \varepsilon_a^{n_s - 1} \frac{1}{\theta} \quad (10)$$

sau

$$\lambda_c = \frac{\varepsilon_a^{n_s - 1}}{\theta - \frac{\gamma_r}{\psi} (\varepsilon_a^{n_s - 1} - \theta)} \quad (11)$$

unde s-a notat raportul temperaturilor $\sigma = \frac{T_{a'}}{T_a}$ și cu $\varepsilon_a = \frac{V_{a'}}{V_a}$ raportul de compresiune al postumplerii; acest coeficient poate fi determinat din legea de deplasare a pistonului în cursa de compresiune (figura 1).

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon}{1 + (\varepsilon - 1) \frac{\sigma}{5}} \quad (12)$$

În ceea ce privește exponentul evoluției de postumplere — n_s — studii efectuate de diferiți cercetători printre care și de autor, indică valorile $n_s = 2,4 \div 1,4$ pentru turații $n = 900 \div 2600$ rot/min la turații superioare evoluția fiind rapidă și avînd caracterul unei adiabate [1, 2, 5, 4].

3. Există — însă — cazuri în care continuarea admisiei după punctul mort exterior nu reprezintă o creștere a umplerii ci, dimpotrivă, o diminuare a ei.

Astfel, în prima parte a cursei de compresiune — în care supapa de admisiune este încă deschisă — apare un fenomen de expulzare a încărcăturii proaspete și prin aceasta o micșorare a coeficientului de umplere.

Acest proces poate fi numit *postumplere negativă*.

La motoarele în doi timpi fără supape, fenomenul este cunoscut și admis ca atare, dar la motoarele în patru timpi el poate și trebuie să fie evitat.

Principiul de calcul al postumplerii negative poate fi bazat pe următoarele două aspecte :

a) Dacă prin continuarea admisiei după PME apare o diminuare a încărcăturii, înseamnă că — η'_v — coeficientul geometric de umplere va fi mai mare decît coeficientul de umplere total — η_v — iar coeficienții de postumplere — ζ_1 — și — λ_c — vor fi subunitari. În consecință, comparînd valorile coeficientului de umplere total măsurat la un banc de probă — η_{vm} — cu cel geometric calculat cu ajutorul unei relații analitice cît mai exacte, se poate determina valoarea postumplerii negative.

$$\Delta \zeta_v = \zeta_{vm} - \zeta'_v \quad (13)$$

b) Prezența unei pierderi de încărcătură are consecințe și asupra diagramei indicate a motorului. Dacă între punctul — a — (figura 2) — ce reprezintă momentul atingerii punctului mort exterior — și momentul închiderii supapei de admisiune (punctul — a' —) curba de compresiune nu are aspectul unei evoluții politropice cu $n_s > 1$, ci prezintă inflexiuni în jos, bucle, stagnări etc. atunci este certă existența pierderilor de încărcătură în faza de postumplere. Prin combinarea celor două aspecte se poate obține o metodă de evaluare analitică a postumplerii negative.

Se poate împărți evoluția de postumplere negativă în două faze (figura 2) — în partea a — a'', apare o expulzare a încărcăturii spre exterior, ceea ce face ca presiunea din cilindru să scadă sau — cel mult — să rămână constantă; analitic se poate scrie că în această fază $p_{a''} \leq p_a$;

— în cea de a doua fază, laminarea puternică a vînei de gaze expulzate, produsă de apropierea supapei de admisiune de punctul ei de închidere, diminuează procesul de pierdere și dă posibilitatea începerii compresiunii;

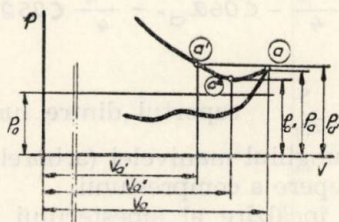


Fig. 2. Schema de calcul a postumplerii

Admițînd că în cea de a doua fază pierderile de încărcătură sînt neglijabile, se poate scrie că pierderea de încărcătură este

$$\Delta M_a = M_a - M_{a''} \quad (14)$$

ceea ce conduce la un coeficient de postumplere negativă de forma:

$$\gamma_1 = \frac{M_a - \Delta M_a}{M_a} = 1 - \frac{\Delta M_a}{M_a} = \frac{M_{a''}}{M_a} \quad (15)$$

sau

$$\gamma_1 = \frac{p_{a''} V_{a''}}{p_a V_a} \cdot \frac{848 T_a}{848 T_{a''}} = \frac{p_{a''}}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_{a''}} \cdot \frac{V_{a''}}{V_a} \quad (16)$$

sau dacă $\varepsilon_{a'} = \frac{V_a}{V_{a''}}$ și $\sigma_p = \frac{T_{a''}}{T_a}$ atunci

$$\gamma_1 = \frac{p_{a''}}{p_a} \cdot \frac{1}{\sigma_p} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{a'}} \quad (17)$$

Cea de a doua formă a coeficientului de postumplere negativă va fi (a se vedea relația 9)

$$\lambda_c = \frac{z_v}{z'_v} = \frac{\zeta_1}{1 - \frac{\delta_r}{\psi} (\zeta_1 - 1)} \quad (18)$$

Mărimile corespunzătoare din relația (17) se calculează astfel :

a) Raportul de compresiune al postumplerii negative — $\varepsilon_{a'}$ — poate fi determinat din legea de mișcare a pistonului (12) unde

$$\frac{x}{s} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{\lambda_b}{4} - \cos \alpha_{a''} - \frac{\lambda_b}{4} \cos 2\alpha_{a''} \right] \quad (19)$$

S-a notat cu $\lambda_b = \frac{s}{2l_b}$ raportul dintre lungimea manivelei și a bielei, iar cu — $\alpha_{a''}$ — unghiul manivelei (arborelui cotit) corespunzător punctului — a'' — de începere a compresiunii.

b) Coeficientul de încălzire al amestecului în timpul fazei $a-a''$ este destul de apropiat de unitate, pentru că diferența $T_{a''} - T_a$ este de ordinul a 2—5°. Drept urmare, admițind o abatere de $+2 \div 3\%$ în aprecierea coeficientului — ζ_1 —, se poate considera $\sigma_p \approx 1$.

c) Presiunile — $p_{a''}$ — și — p_a — se pot lua din diagrama indicată a motorului.

Din structura relației (17) se constată că limita de trecere la postumpleri negative rezultă din comparația raportului $\frac{p_{a''}}{p_a}$ și a mărimii — $\varepsilon_{a'}$ —.

Astfel, dacă $\frac{p_{a''}}{p_a} < \varepsilon_{a'}$, atunci $\zeta_1 < 1$ deci apar pierderi de încărcătură la admisiuni; în cazurile de forma $\frac{p_{a''}}{p_a} = \varepsilon_{a'}$, nu apar pierderi de încărcătură dar nici umplere suplimentară, iar pentru $\frac{p_{a''}}{p_a} > \varepsilon_{a'}$, postumplerea devine pozitivă.

Cu ajutorul relațiilor de mai sus se poate determina și cantitatea de gaze pierdută în faza de postumplere negativă.

$$\Delta M_a = (1 - \zeta_1) M_a = (1 - \zeta_1) \frac{p_a V_a}{848 T_a} \quad (20)$$

4. Pentru ilustrarea modului de utilizare și a rezultatelor ce pot fi obținute prin aplicarea metodei indicate, se prezintă mai jos cazul unui motor D-35 la care s-a observat apariția unor pierderi de încărcătură la admisiune. În figura 3 sînt redată oscilogramele corespunzătoare funcționării motorului D-35 n (normal) avînd un unghi de întîrziere la închiderea supapei de admisiune $\alpha_a = 46^\circ$ [4].

La turațiile de 1000 rot/min și 1200 rot/min se pot observa aspectele caracteristice ce indică existența pierderilor de încărcătură.

Pe baza măsurărilor efectuate, institutul de cercetări MIMESH a micșorat unghiul de întârziere la $\alpha_a = 27^\circ$ (motor D-35 m — modificat — figura 4), valoare care a fost apreciată ca suficientă pentru deter-

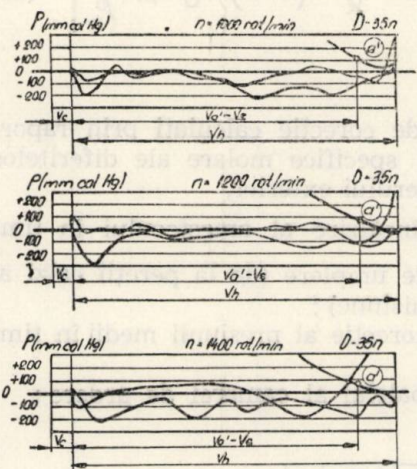


Fig. 3. Diagramele indicate ale motorului D-35 faze normale

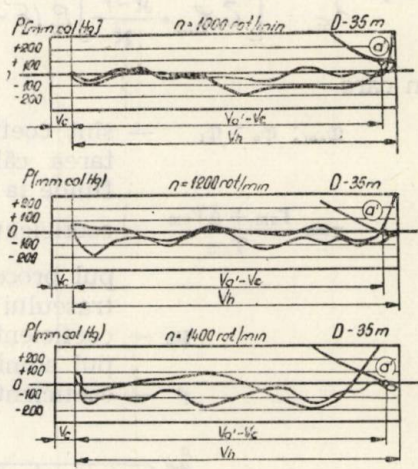


Fig. 4. Diagramele indicate ale motorului D-35 faze modificate

minarea procesului de pierderi de încărcătură la admisiune. De altfel, această modificare a sporit coeficientul de umplere, iar o analiză mai atentă ar fi putut conduce la o creștere și mai mare a acestuia, eliminându-se complet pierderile la admisiune.

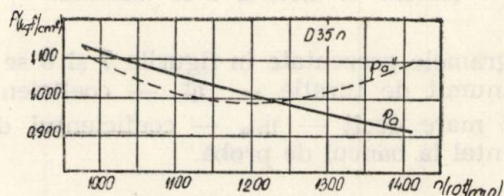


Fig. 5. Variația presiunilor de admisiune la motorul D-35 normal

În figurile 5 și 6 sînt reprezentate diagramele de variație ale presiunilor — p_a — și — $p_{a'}$ —; se poate constata cu ușurință prezența unei zone de funcționare cuprinsă între 900—1000 rot/min și 1250—1300 rot/min, unde apar pierderi de încărcătură. După aspectele oscilogramelor și măsurătorile făcute, cauza principală a acestor pierderi este apariția unui regim de oscilații pe conductele de admisiune care nu a fost corelat cu închiderea supapei.

Pentru evaluarea acestor pierderi s-a procedat la determinarea coeficientului geometric de umplere — η'_v — cu ajutorul unei relații a cărei precizie a fost verificată în numeroase cazuri de funcționare [1].

$$\eta'_v = \frac{\eta_v}{\lambda_c} = \frac{\rho_a}{\left[\lambda_c \rho_{am} + \frac{\lambda - 1}{\lambda} \right] \rho_o (\varepsilon - 1)} \left[\varphi_a \varepsilon + \frac{\lambda - 1}{\lambda} (\varepsilon - 1) \mu_a - \varphi_r \rho \frac{\rho_r}{\rho_a} \right] \quad (21)$$

în care

φ_{am} ; φ_a ; φ_r — sînt coeficienți de corecție calculați prin raportarea căldurilor specifice molare ale diferitelor fluide la cea a aerului exterior,

$\tau = \frac{T_{am} + \Delta T_{am}}{T_{am}}$ — coeficientul de încălzire al amestecului în timpul procesului de umplere (de la pereții calzi ai traseului de admisiune);

μ_a — coeficientul de corecție al presiunii medii în timpul admisiunii;

ρ — coeficientul de baleiaj al camerei de ardere;

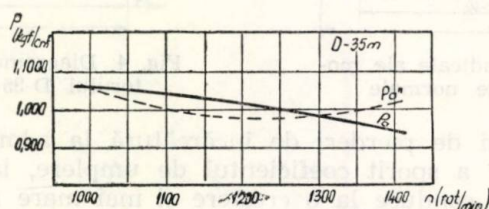


Fig. 6. Variația presiunilor de admisiune la motorul D-35 modificat

— Din diagramele prezentate în figurile 7 și 8 se constată că pentru un interval anumit de turație — η'_v — coeficientul geometric de umplere este mai mare decît — η_{vm} — coeficientul de umplere total, măsurat experimental la bancul de probă.

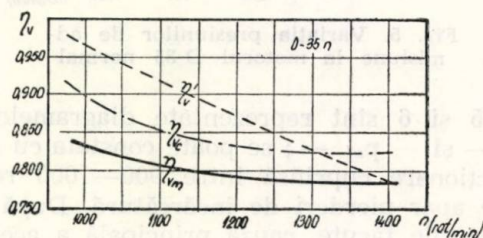


Fig. 7. Variația coeficienților de umplere la motorul D-35 normal

În aceste condițiuni, folosind valorile parametrilor corespunzători măsurati la bancul de probă și aplicînd relațiile propuse în această lucrare, s-au determinat valorile coeficientului total de umplere calculat :

$$\eta_{vc} = \lambda_c \cdot \eta'_v \quad (21)$$

Rezultatele obținute sînt trasate grafic în diagramele din figurile 7 și 8, iar valorile coeficienților de postumplere negativă, în figura 9. Se observă că la ambele motoare D-35 n și D-35 m zona pierderilor de încărcătură este marcată prin valori subunitare ale coeficienților de postumplere — ζ_1 — și — λ_c —.

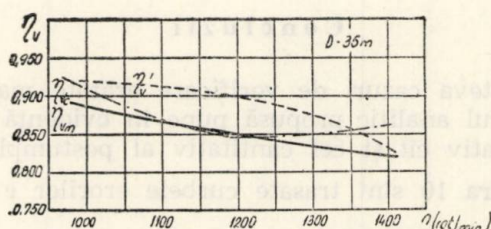


Fig. 8. Variația coeficienților de umplere la motorul D-35 modificat

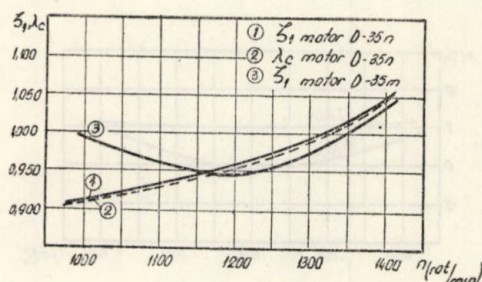


Fig. 9. Variația coeficienților de postumplere la motoarele D-35 n și D-35 m

Tabelul I — 1

Motor D-35 n

n (rot/min)	$\varepsilon_{a'}$	$P_{a''}$ [kgf/cm ²]	ζ_1	λ_c	η'_v	η_{vc}	η_{vm}	ε [%]
1000	1,061	1,074	0,911	0,908	0,962	0,894	0,830	+ 5,3
1200	1,021	0,980	0,956	0,954	0,871	0,831	0,794	+ 4,91
1400	1,127	1,076	1,046	1,048	0,786	0,824	0,830	+ 5,23

n (rot/min)	$\varepsilon_{a'}$	$p_{a''}$ [kgf/cm ²]	ζ_1	λ_c	η'_v	η_{vc}	η_{vm}	e [%]
1000	1,006	1,060	0,991	0,990	0,919	0,910	0,882	+ 3,18
1200	1,018	0,976	0,942	0,940	0,896	0,843	0,880	— 0,96
1400	1,040	1,019	1,034	1,035	0,830	0,859	0,820	+ 4,81

Concluzii

Din cele cîteva cazuri de verificare arătate mai sus se observă că metoda de calcul analitic propusă pune în evidență în bune condiții atât aspectul calitativ cît și cel cantitativ al postumplerii negative. În diagrama din figura 10 sînt trasate curbele erorilor $e = \left(\frac{\eta_{vc}}{\eta_{vm}} - 1 \right) 100$.

Se observă că valorile calculate ale coeficientului — η_{vc} — sînt aproximativ cu 3—5 % mai mari decît cele măsurate la bancul de probă — η_{vm} —. Dacă se ține seamă că în această abatere este conținută în mod implicit aproximarea admisă mai sus — după care $\sigma_p \approx 1$, fapt

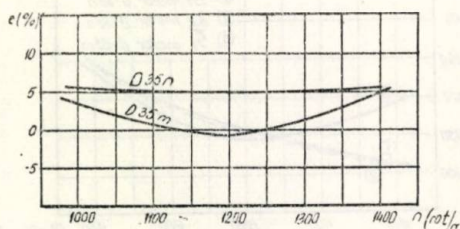


Fig. 10. Curbele erorilor de calcul ale coeficienților de umplere la motoarele D-35 n și D-35 m

care s-a arătat că are drept consecință o apreciere cu 2—4 % mai mare a coeficientului de postumplere — rezultă că metoda de calcul propusă conduce la evaluarea analitică a proceselor de postumplere cu o eroare de aproximativ 1—2 %, ceea ce reprezintă o foarte bună cuprindere a fenomenului.

Expresiile analitice obținute permit analiza parametrilor ce determină cantitatea de încărcătură pierdută, precum și a modului cum trebuie acționat în vederea diminuării postumplerii negative.

Simboluri și notații

$p, \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}, \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	— presiune ;
$T, ^\circ\text{K}$	— temperatura ;
M, kmol	— număr de kilomoli ai unui fluid ;
V, m^3	— volum ;
α_o	— coeficient de exces de aer al amestecului aer-combustibil ;
α_a, α_a''	— unghiuri ale arborelui cotit după punctul mort exterior (PME fig. 1) ;
$\gamma_r = \frac{M_r}{M_o}$	— coeficientul gazelor reziduale ;
$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$	— raport de compresiune ;
$L_o, \frac{\text{kmol aer}}{\text{kgf comb}}$	— cantitatea de aer necesară arderii totale a unui kilogram de combustibil ;
$m_c, \frac{\text{kgf}}{\text{kmol}}$	— greutatea molară a vaporilor de combustibil.

Indici

- o — aer exterior ;
- am — amestec de aer-combustibil ;
- r — gaze arse reziduale ;
- a — amestec de gaze în cilindru corespunzător punctului mort exterior (punctul a — fig. 1) ;
- a' — amestec de gaze în cilindru în momentul închiderii supapei de admisiune (punctul a' — fig. 1).

Abstract

The paper presents an analytic calculus of the load loss occurring in some internal combustion engines in which the closing of the inlet valves is not correlated to the corresponding gasodynamic processes.

This method of calculation is illustrated by experimental tests allowing for the process to be evaluated with an error of 2—3 %.

Bibliografie

1. TODICESCU, A.: *Contribuții la studiul coeficientului de umplere la motoarele cu ardere internă*. Lucrare de doctorat, Institutul politehnic, Iași, 1962.
 2. TODICESCU, A.: *Principii de calcul analitic a postumplerii la motoarele cu ardere internă în patru timpi*. Construcția de mașini, 1968, nr. 1.
 3. LIST, H.: *Der Landungswechsel der Verbrennungskraftmaschine*. Erster Teil, Wien, Springer-Verlag, 1949.
 4. BOLTINSKI, V. N.: *Motoare de tractoare și automobile*. București, Editura tehnică, 1955.
 5. TAREEV, V. M.: *Spravocinik po teplovomu rascetu rabočevo dvigateli vnutrennevo sgorania*. Leningrad, Recinoi transport, 1961.
 6. MASLENICOV ș. a.: *Motoare cu piston pentru aviație*. Vol. I, București, Editura tehnică, 1953.
-

APLICAREA METODEI TERMODINAMICII PROCESELOR IREVERSIBILE LA STUDIUL SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ȘI DE SUBSTANȚĂ ÎN CONDIȚIILE EVAPORĂRII DE PE SUPRAFEȚE PLANE

V. ȘOVA

Fenomenul de schimb de căldură și de substanță, în condițiile evaporării de pe suprafețe plane este un fenomen complex, în care schimbul de căldură nu poate fi privit ca un proces separat, de schimbul de masă și invers, ci ambele procese trebuie considerate și examinate ca un proces unitar de transport molecular, care se influențează reciproc. Analiza unui asemenea fenomen cu ajutorul metodei termodinamicii proceselor ireversibile, permite elucidarea mecanismului de transfer de căldură combinat cu transferul de masă, concomitent cu obținerea unor relații de calcul, a fluxului de căldură și de substanță, în complexitatea sa.

Ecuatia de bază a termodinamicii proceselor ireversibile o constituie ecuația sursei de entropie, care stabilește legătura dintre forțele termodinamice ce declanșează procesele ireversibile (de exemplu gradientii unor mărimi intensive) și fluxurile termodinamice conjugate acestor forțe (de exemplu fluxul de energie și de substanță).

Analiza ecuației sursei de entropie se va face în două cazuri și anume: când mișcarea aerului în contact cu suprafața de evaporare este naturală, iar frecarea interioară datorită viscozității aerului, se poate neglija și când mișcarea aerului care spală suprafața de evaporare este forțată, iar influența viscozității aerului devine evidentă și ca urmare aceasta va trebui luată în considerare.

Calculul sursei de entropie în primul caz. Sistemul la care ne vom referi este un amestec de gaze (fază continuă), format din mai mulți componenți, în care au loc procese ireversibile de transfer de energie și de componenți, în absența reacțiilor chimice. Pentru o unitate de volum (1 cm^3) dintr-o astfel de fază mobilă, care schimbă atât energie prin efect termic și mecanic precum și un schimb de componenți, ecuația lui Gibbs are forma

$$\rho r ds = \rho du + \rho p dv - \rho \sum_{k=1}^n \mu_k dc_k \quad (1)$$

în care :

μ_k — potențialul schimbului de substanță (chimic) al componentului k, raportat la unitatea de masă ;

$c_k = \frac{m_k}{m} = \frac{\rho_k}{\rho}$ — participația masică a componentului k într-un gram de amestec.

Din ecuația (1) se poate deduce viteza de variație a entropiei într-un cm^3 de fază mobilă :

$$\rho \frac{ds}{dz} = \rho \frac{1}{T} \frac{du}{dz} + \rho \frac{p}{T} \cdot \frac{dv}{dz} - \rho \sum_{k=1}^n \frac{\mu_k}{T} \frac{dc_k}{dz} \quad (2)$$

Viteza de variație a energiei interioare pentru unitatea de volum (1 cm^3) de fază mobilă $\left(\rho \frac{du}{dz}\right)$ se obține din ecuația diferențială a bilanțului de energie pentru unitatea de volum de fază mobilă

$$\rho \frac{d}{dz} \left(u + \frac{w^2}{2} \right) = \rho \frac{dq}{dz} + \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k \bar{w}_k + \text{div}(P \bar{w}) \quad (3)$$

Pentru sisteme izotrope, tensorul tensiunii P din ecuația (3) are forma :

$$P = 2 \eta \hat{s} - \left(p + \frac{2}{3} \eta \text{div} \bar{w} \right) \delta \quad (4)$$

avînd componentele :

$$P_{ik} = \begin{cases} \eta \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_k} + \frac{\partial w_k}{\partial x_i} \right) & \text{ca } k \neq i \\ -p + 2\eta \frac{\partial w_i}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \eta \left(\frac{\partial w_1}{\partial x_1} + \frac{\partial w_2}{\partial x_2} + \frac{\partial w_3}{\partial x_3} \right) & \text{ca } k = i \end{cases} \quad (5)$$

în care :

η — coeficientul dinamic de viscozitate ;

$\hat{s}$ — tensorul vitezei de deformare ;

δ — tensorul unitate avînd componentele raportate la un sistem de coordonate rectangulare,

$$\delta_{ik} = \begin{cases} 0 & \text{la } i \neq k \\ 1 & \text{la } i = k \end{cases} \quad (i, k = 1, 2, 3)$$

Dacă faza mobilă se consideră fluid ideal ($\eta=0$), atunci din ecuația (5) rezultă că $p_{ik} = -p = -\frac{1}{3} (p_{11} + p_{22} + p_{33})$ adică componentele p_{ik}

ale tensorului tensiunii P din ecuația (3) se pot înlocui cu componenta p , adică cu presiunea hidrodinamică. Ca urmare ultimul termen din ecuația (3) se mai scrie

$$\operatorname{div}(P\bar{w}) = -\operatorname{div}(p\bar{w}) = -p \operatorname{div} \bar{w} - \bar{w} \operatorname{grad} p \quad (6)$$

Din ecuația mișcării fluidelor ideale ($\eta=0$) avem

$$\rho \frac{d\bar{w}}{dz} = -\operatorname{grad} p + \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k \quad (7)$$

care înmulțită scalar cu $\bar{w}$ rezultă

$$\rho \bar{w} \frac{d\bar{w}}{dz} = \rho \frac{d}{dz} \left(\frac{w^2}{2} \right) = -\bar{w} \operatorname{grad} p + \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k \bar{w} \quad (8)$$

Ținând seama de (6) și (8) ecuația (3) se mai scrie

$$\rho \frac{du}{dz} = \rho \frac{dq}{dz} + \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k (\bar{w}_k - \bar{w}) - p \operatorname{div} \bar{w} \quad (9)$$

Deoarece

$$\operatorname{div} \bar{w} = \rho \frac{dv}{dz} \quad (10)$$

atunci găsim pentru viteza de variație a energiei interioare pentru unitatea de volum de fază mobilă, expresia :

$$\rho \frac{du}{dz} = \rho \frac{dq}{dz} + \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k (\bar{w}_k - \bar{w}) - \rho p \frac{dv}{dz} \quad (11)$$

Dacă notăm

$$\rho \frac{dq}{dz} = -\operatorname{div} \bar{J}_q \quad \text{— divergența vectorului densității fluxului de căldură ;}$$

$$\rho_k (\bar{w}_k - \bar{w}) = \bar{J}_k \quad \text{— vectorul densității curentului de substanță a componentului } k [(\bar{w}_k - \bar{w}) \text{ fiind viteza relativă a componentului } k \text{ în raport cu centrul de masă a unității de volum de fază}] ;$$

atunci ecuația (11) substituită în ecuația (2) găsim pentru viteza de variație a entropiei următoarea expresie :

$$\rho \frac{ds}{dz} = -\frac{1}{T} \operatorname{div} \bar{J}_q + \frac{1}{T} \sum_{k=1}^n \bar{F}_k \bar{J}_k - \sum_{k=1}^n \frac{\mu_k}{T} \rho \frac{d\mu_k}{dz} \quad (12)$$

Deoarece se poate scrie egalitatea

$$\rho \frac{d\epsilon_k}{d\tau} = -\operatorname{div} \bar{J}_2$$

iar

$$\frac{1}{T} \operatorname{div} \bar{J}_2 = \operatorname{div} \left(\frac{1}{T} \bar{J}_2 \right) - \bar{J}_2 \operatorname{grad} \left(\frac{1}{T} \right) = \operatorname{div} \left(\frac{1}{T} \bar{J}_2 \right) + \bar{J}_2 \frac{\operatorname{grad} T}{T^2}$$

și respectiv

$$\left[\frac{\mu_k}{T} \operatorname{div} \bar{J}_k = \operatorname{div} \left(\frac{\mu_k}{T} \bar{J}_k \right) - \bar{J}_k \operatorname{grad} \left(\frac{\mu_k}{T} \right) \right]$$

atunci ecuația (12) devine

$$\rho \frac{d\bar{s}}{d\tau} = -\operatorname{div} \frac{\bar{J}_2 - \sum_{k=1}^n \mu_k \bar{J}_k}{T} + \frac{\frac{\operatorname{grad} T}{T} \bar{J}_2 + \sum_{k=1}^n \left[\bar{F}_k - T \operatorname{grad} \left(\frac{\mu_k}{T} \right) \right] \bar{J}_k}{T} \quad (13)$$

Întrucît expresia

$$-\operatorname{div} \frac{\bar{J}_2 - \sum_{k=1}^n \mu_k \bar{J}_k}{T} = -\operatorname{div} \bar{J}_s$$

reprezintă variația entropiei unității de volum în unitatea de timp ca urmare a schimbului de entropie cu exteriorul, atunci termenul rămas, notat cu σ

$$\sigma = \frac{-\frac{\operatorname{grad} T}{T} \bar{J}_2 + \sum_{k=1}^n \left[\bar{F}_k - T \operatorname{grad} \left(\frac{\mu_k}{T} \right) \right] \bar{J}_k}{T} \quad (14)$$

reprezintă sursa de entropie, adică entropia produsă în unitate de timp și în unitate de volum, într-un loc dat al sistemului datorită proceselor ireversibile.

Deoarece ecuația sursei de entropie reprezintă o sumă a produsului dintre forțe și fluxuri termodinamice, atunci din ecuația (14) se pot stabili următoarele forțe termodinamice:

$$\bar{X}_s = -\frac{\operatorname{grad} T}{T} \quad (15)$$

conjugat fluxului de căldură $\bar{J}_q$, și

$$\bar{X}_k = \bar{F}_k - T \operatorname{grad} \left(\frac{\mu_k}{T} \right) \quad (16)$$

conjugat fluxului de substanță al componentului k al fazei, $\bar{J}_k$.

Cu aceste notații, expresia sursei de entropie (14) devine :

$$\mathcal{P} = \frac{\bar{X}_u \bar{J}_2 + \sum_{k=1}^{n-1} \bar{X}_k \bar{J}_k}{T} \quad (17)$$

Cum însă

$$\sum_{k=1}^n \bar{X}_k \bar{J}_k = \sum_{k=1}^{n-1} \bar{X}_k \bar{J}_k + \bar{X}_n \bar{J}_n = \sum_{k=1}^{n-1} \bar{X}_k \bar{J}_k - \bar{X}_n \sum_{k=1}^{n-1} \bar{J}_k = \sum_{k=1}^{n-1} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) \bar{J}_k$$

deoarece $\sum_{k=1}^n \bar{J}_k = \sum_{k=1}^{n-1} \bar{J}_k + \bar{J}_n = 0$ atunci ecuația (17) se mai scrie

$$\mathcal{P} = \frac{\bar{X}_u \bar{J}_2 + \sum_{k=1}^{n-1} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) \bar{J}_k}{T} \quad (18)$$

Ținând seama de postulatul termodinamicii proceselor ireversibile conform căruia fluxurile termodinamice sînt funcții liniare de toate forțele termodinamice din sistem, coeficientul de proporționalitate fiind independent de forțe și fluxuri, atunci, cu ajutorul ecuației (18) se pot scrie următoarele ecuații fenomenologice :

$$\bar{J}_2 = L_{uu} \bar{X}_u + \sum_{k=1}^{n-1} L_{uk} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) \quad (19)$$

și

$$\bar{J}_i = \sum_{k=1}^{n-1} L_{ik} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) + L_{iu} \bar{X}_u \quad (i=1, 2 \dots n) \quad (20)$$

unde s-a notat cu :

L_{uu}, L_{ik} — coeficienții fenomenologici afectați forțelor conjugate fluxurilor $\bar{J}_q$ și $\bar{J}_i$.

L_{uk}, L_{iu} — coeficienții fenomenologici afectați forțelor cuplate fluxurilor $\bar{J}_q$ și $\bar{J}_i$.

Dacă în expresia forțelor termodinamice X_k

$$\bar{X}_k = \bar{F}_k - T \text{grad} \left(\frac{\mu_k}{T} \right) = \bar{F}_k - \text{grad} \mu_k + \frac{\mu_k}{T} \text{grad} T$$

se substituie

$$\text{grad} \mu_k = -s_k \text{grad} T + v_k \text{grad} p + \sum_{j=1}^{n-1} \left(\frac{\partial \mu_k}{\partial C_j} \right)_{T,p} \text{grad} C_j$$

și ținînd seama că $T \cdot s_k + \mu_k = i_k$, se obține

$$\bar{X}_k = \bar{F}_k - v_k \text{grad} p - \sum_{j=1}^{n-1} \left(\frac{\partial \mu_k}{\partial C_j} \right)_{T,p} \text{grad} C_j + \frac{i_k}{T} \text{grad} T \quad (21)$$

Cu aceasta ecuațiile fenomenologice (19) și (20) se mai pot scrie astfel :

$$\bar{J}_Q = -L_{uu} \frac{1}{T} \text{grad } T + \sum_{k=1}^{n-1} L_{uk} \left[(\bar{F}_k - \bar{F}_n) - (v_k - v_n) \text{grad } p - \sum_{j=1}^{n-1} \left(\frac{\partial(\mu_k - \mu_n)}{\partial C_j} \right)_{T,p} \text{grad } C_j + \frac{i_k - i_n}{T} \text{grad } T \right] \quad (22)$$

și

$$\bar{J}_i = \sum_{k=1}^{n-1} L_{ik} \left[(\bar{F}_k - \bar{F}_n) - (v_k - v_n) \text{grad } p - \sum_{j=1}^{n-1} \left(\frac{\partial(\mu_k - \mu_n)}{\partial C_j} \right)_{T,p} \text{grad } C_j + \frac{i_k - i_n}{T} \text{grad } T \right] - L_{iu} \frac{1}{T} \text{grad } T \quad (23)$$

Dacă se introduce mărimea Q_k^* , definită prin ecuațiile

$$L_{iu} = \sum_{k=1}^{n-1} L_{ik} Q_k^*$$

care reprezintă căldura transportată de unitatea de flux de masă la temperatură constantă ($\bar{X}_u = 0$), când toate celelalte fluxuri de substanță lipsesc ($\bar{J}_{j \neq k} = 0$), atunci ultima ecuație se poate scrie :

$$\bar{J}_i = \sum_{k=1}^{n-1} L_{ik} \left[(\bar{F}_k - \bar{F}_n) - (v_k - v_n) \text{grad } p - \sum_{j=1}^{n-1} \left(\frac{\partial(\mu_k - \mu_n)}{\partial C_j} \right)_{T,p} \text{grad } C_j + \frac{Q_k^* - i_k + i_n}{T} \text{grad } T \right] \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (24)$$

Deoarece la suprafața de evaporare, avem de-a face cu un amestec binar, format din aer uscat și vapori de apă ($n=2$), atunci ecuațiile (22) și (24) devin :

$$\bar{J}_2 = -L_{uu} \frac{1}{T} \text{grad } T + L_{u1} \left[(\bar{F}_1 - \bar{F}_2) - (v_1 - v_2) \text{grad } p - \frac{\partial(\mu_1 - \mu_2)}{\partial C_1} \text{grad } C_1 + \frac{i_1 - i_2}{T} \text{grad } T \right] \quad (25)$$

și

$$\bar{J}_1 = -\bar{J}_2 = L_{11} \left[(\bar{F}_1 - \bar{F}_2) - (v_1 - v_2) \text{grad} p - \frac{\partial(\mu_1, -\mu_2)}{\partial c_1} \text{grad} c_1 - \frac{Q_1^* - l_1 + l_2}{T} \text{grad} T \right] \quad (26)$$

unde $Q_1^* = \frac{L_{1u}}{L_{11}}$

În ecuațiile (25) și (26) $\bar{F}_1$ și $\bar{F}_2$ reprezintă forțele care acționează asupra unității de masă, de component 1 respectiv 2. Dacă aceste forțe sînt numai forțe gravitaționale, ele sînt aceleași pentru ambii componenți și prin urmare termenul $\bar{F}_1 - \bar{F}_2 = 0$. De asemenea dacă presupunem presiunea amestecului p în stratul limită constantă ($\text{grad} p = 0$), atunci în ecuațiile (25) și (26) rămîne doar gradientul de concentrație și cel de temperatură.

Cu aceasta, ținînd seama și de ecuația lui Gibbs—Duhem

$$\left(\frac{\partial \mu_2}{\partial c_1} \right)_{T,p} = - \frac{c_1}{c_2} \left(\frac{\partial \mu_1}{\partial c_1} \right)_{T,p}$$

iar $c_1 + c_2 = 1$, ecuațiile (25) și (26) devin

$$\bar{J}_2 = - \frac{L_{uu} - L_{u'}(l_1 - l_2)}{T} \text{grad} T - L_{u'} \frac{1}{c_2} \left(\frac{\partial \mu_1}{\partial c_1} \right)_{T,p} \text{grad} c_1, \quad (27)$$

și

$$\bar{J}_1 = -\bar{J}_2 = L_{11} \left[- \frac{1}{c_2} \left(\frac{\partial \mu_1}{\partial c_1} \right)_{T,p} \text{grad} c_1 - \frac{Q_1^* - l_1 + l_2}{T} \text{grad} T \right] \quad (28)$$

Ecuația (27) arată că fluxul de căldură depinde nu numai de gradientul de temperatură, ci și de gradientul de concentrație, ca urmare a cuplării fluxului de căldură cu forțele conjugate fluxului de substanță. De asemenea ecuația (28) arată că fluxul de substanță în stratul limită este determinat nu numai de gradientul de concentrație ci și de gradientul de temperatură.

Pentru evaluarea termenilor din ecuațiile (27) și (28) s-a considerat că atât aerul cît și vaporii de apă din stratul limită verifică legile gazelor perfecte. În aceste condiții, s-au găsit pentru termenii din ecuațiile (27) și (28) următoarele expresii :

— pentru

$$\frac{1}{c_2} \left(\frac{\partial \mu_1}{\partial c_1} \right)_{T,p} = \frac{R_1 T}{c_1 c_2}$$

— pentru

$$\text{grad } C_1 = \frac{R}{R_{1,p}} \text{ grad } p_1$$

— pentru entalpia vaporilor, în intervale de temperaturi nu prea mari

$$i_1 = r_0 + c_{p1} \cdot t$$

r_0 fiind căldura de vaporizare a apei la 0°C ;

— pentru entalpia aerului.

$$i_2 = c_{p2} t$$

Prin substituirea acestor expresii în ecuațiile (27) și (28) se obțin următoarele relații de calcul pentru densitatea fluxului de căldură și de vapor

$$\bar{j}_2 = - \frac{L_{uu} - L_{u1} (r_0 + c_{p1} t - c_{p2} t)}{273 + t} \text{ grad } T - L_{u1} \frac{R}{c_1 c_2} \cdot \frac{T}{p} \text{ grad } p_1 \quad (29)$$

și

$$\bar{j}_1 = - \bar{j}_2 = - L_{11} \left[\frac{R}{c_1 c_2} \cdot \frac{T}{p} \text{ grad } p_1 + \frac{\frac{L_u}{L_{11}} - r_0 - c_{p1} t + c_{p2} t}{273 + t} \text{ grad } T \right] \quad (30)$$

În ecuațiile de mai sus, valorile coeficienților fenomenologici se pot determina dacă se cunosc curbele de distribuție a temperaturii și a presiunii parțiale a vaporilor în stratul limită, la suprafața de evaporare, precum și valorile lui J_q și J_1 , din măsurători experimentale.

Calculul sursei de entropie în al doilea caz. În cazul mișcării forțate a aerului de-a lungul suprafețelor de evaporare, influența viscozității nu mai poate fi neglijată. În aceste condiții la deducerea vitezei de variație a entropiei, în ecuațiile bilanțului de energie și a mișcării trebuie luat în considerare tensorul tensiunii P .

Pentru fluide viscoase ecuația mișcării poate fi pusă sub forma (6)

$$\rho \frac{d\bar{w}}{dz} = \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k + \text{Div } P \quad (31)$$

unde, $\text{Div } P$ reprezintă vectorul divergenței tensorului P .

Înmulțind scalar, ecuația (31) cu w , se obține

$$\rho \bar{w} \frac{d\bar{w}}{dz} = \rho \frac{d}{dz} \left(\frac{w^2}{2} \right) = \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k \bar{w} + \bar{w} \text{Div } P$$

care substituită în ecuația bilanțului de energie (3) se găsește pentru viteza de variație a energiei interioare.

$$\rho \frac{du}{d\tau} = \rho \frac{dq}{d\tau} + \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k (\bar{w}_k - \bar{w}) + \text{div}(\rho \bar{w}) - \bar{w} \text{Div} \rho \quad (32)$$

În cazul fluidelor Newtoniene (care verifică legea liniară (4)) ultimii doi termeni ai ecuației (32) se pot scrie

$$\text{div}(\rho \bar{w}) - \bar{w} \text{Div} \rho = 2 \gamma \dot{s}^2 - \left(\rho + \frac{2}{3} \gamma \text{div} \bar{w} \right) \delta \cdot \dot{s} = \left(2 \eta \dot{s} - \frac{2}{3} \gamma \text{div} \bar{w} \delta \right) \dot{s} - \rho \delta \dot{s}$$

Deoarece produsul scalar al tensorului unitate δ ($\delta_{ik} = 0$ la $i \neq k$ și $\delta_{ii} = 1$) cu tensorul vitezei de deformare $\dot{s}$, se poate scrie

$$\delta \cdot \dot{s} = \sum_{i,k=1}^3 \delta_{ik} \dot{s}_{ik} = \sum_{i=1}^3 \dot{s}_{ii} = \sum_{i=1}^3 \frac{\partial w_i}{\partial x_i} = \text{div} \bar{w}$$

atunci ecuația (32) devine

$$\rho \frac{du}{d\tau} = \rho \frac{dq}{d\tau} + \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k (\bar{w}_k - \bar{w}) - \rho \text{div} \bar{w} + \left(2 \gamma \dot{s} - \frac{2}{3} \gamma \text{div} \bar{w} \delta \right) \dot{s} \quad (34)$$

În comparație cu ecuația (9) ultima expresie conține termenul suplimentar legat de forțele interioare de viscozitate

$$\left(2 \gamma \dot{s} - \frac{2}{3} \gamma \text{div} \bar{w} \delta \right) \dot{s} = \sum_{i,k=1}^3 P_{ik} \left(\frac{\partial w_k}{\partial x_i} \right) \quad (35)$$

unde

$$P_{ik} = \gamma \left[\left(\frac{\partial w_i}{\partial x_k} + \frac{\partial w_k}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial w_1}{\partial x_1} + \frac{\partial w_2}{\partial x_2} + \frac{\partial w_3}{\partial x_3} \right) \delta_{ik} \right] \quad (36)$$

Ca urmare expresia (34) se poate scrie sub forma

$$\rho \frac{du}{d\tau} = \rho \frac{dq}{d\tau} + \sum_{k=1}^n \rho_k \bar{F}_k (\bar{w}_k - \bar{w}) - \rho \text{div} \bar{w} + \sum_{i,k=1}^3 P_{ik} \left(\frac{\partial w_k}{\partial x_i} \right) \quad (37)$$

Folosind raționamentul din primul caz, se obține pentru sursa de entropie expresia

$$\bar{\theta} = \frac{\bar{\chi}_u \bar{J}_2 + \sum_{k=1}^{n-1} (\bar{\chi}_k - \bar{\chi}_n) \bar{J}_k + \sum_{i,k=1}^3 P_{ik} \left(\frac{\partial w_k}{\partial x_i} \right)}{T} \quad (38)$$

În ecuația sursei de entropie apare termenul suplimentar

$$\sum_{i,k=1}^3 P_{ik} \left(\frac{\partial w_k}{\partial x_i} \right)$$

care ține seama de forțele interioare de viscozitate. Întrucât această ecuație reprezintă o sumă a produsului dintre forțe și fluxuri termodinamice, se observă că și termenul suplimentar are forma unei sume a produsului dintre fluxul P_{ik} și forța $\frac{\partial w_k}{\partial X_i}$. Deoarece noua sumă are un caracter tensorial, conform principiului lui Curie, nu va exercita nici o influență asupra formei ecuațiilor fenomenologice (19) și (20) și ca urmare nu poate avea loc o cuplare cu vectorii fluxurilor J_q și J_i . De asemenea expresia tensorului P_{ik} nu poate fi reprezentată ca funcție liniară de forțele X_u și X_i , din aceleași motive.

Să notăm expresia sursei de entropie provocată de forțele de viscozitate cu σ_η .

$$\sigma_\eta = \frac{1}{T} \sum_{i,k=1}^3 P_{ik} \left(\frac{\partial w_k}{\partial X_i} \right) \quad (39)$$

Substituind în această ecuație expresia P_{ik} dată prin (36) se obține

$$\sigma_\eta = \frac{\eta}{T} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{\partial w_1}{\partial X_1} - \frac{\partial w_2}{\partial X_2} \right)^2 + \frac{2}{3} \left(\frac{\partial w_2}{\partial X_2} - \frac{\partial w_3}{\partial X_3} \right)^2 + \frac{2}{3} \left(\frac{\partial w_3}{\partial X_3} - \frac{\partial w_1}{\partial X_1} \right)^2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial w_1}{\partial X_2} + \frac{\partial w_2}{\partial X_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_2}{\partial X_3} + \frac{\partial w_3}{\partial X_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_3}{\partial X_1} + \frac{\partial w_1}{\partial X_3} \right)^2 \right] \quad (40)$$

Expresia (40) dă una din componentele sumei sursei de entropie. Produsul $T \cdot \sigma_\eta$, corespunde energiei de disipație în curentul de fluid pe seama viscozității. Această expresie este cunoscută în hidrodinamică sub denumirea de funcția Rayleigh.

În cazul mișcării laminare, unidimensionale a fluidului presupus incompresibil, de-a lungul unei suprafețe plane, fenomenul de frecare internă datorită viscozității poate fi considerat ca un proces molecular de transport al energiei cinetice a mișcării ordonate $\left(\varepsilon = \frac{1}{2} \rho w_x^2 \right)$ pe direcția y , normală la suprafața corpului. Pentru un sistem format dintr-un singur component, densitatea fluxului molecular al energiei mișcării ordonate va fi :

$$J_\varepsilon = -\eta \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{1}{2} \rho w_x^2 \right) \quad (41)$$

unde ν este coeficientul cinematic de viscozitate.

Prin urmare fluxul molecular al energiei mișcării ordonate J_ε este direct proporțional cu gradientul energiei cinetice a mișcării de translație a fluidului considerat incompresibil, adică forța motrice $\bar{X}_\varepsilon = \text{grad} \left(\rho \frac{w_x^2}{2} \right)$

este un vector (gradientul unui scalar). Rezultă că în amestecuri de gaze forța $\bar{X}_e$ se poate combina cu forțele $\bar{X}_u$ și $\bar{X}_i$, deoarece toate aceste forțe sînt tensori de același ordin.

Ținînd seama că sursa de entropie corespunde unei sume a produsului dintre forțe și fluxuri termodinamice, expresia (38) poate fi pusă sub forma

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{X}_u \bar{J}_e + \sum_{k=1}^{n-1} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) \bar{J}_k + \sum_{k=1}^n \bar{X}_{\varepsilon k} \bar{J}_{\varepsilon k}}{T} \quad (42)$$

de unde se pot obține următoarele ecuații fenomenologice

$$\bar{J}_e = L_{uu} \bar{X}_u + \sum_{k=1}^{n-1} L_{uk} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) + \sum_{k=1}^n L_{uek} \bar{X}_{\varepsilon k} \quad (43)$$

$$\bar{J}_i = L_{iu} \bar{X}_u + \sum_{k=1}^{n-1} L_{ik} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) + \sum_{k=1}^n L_{iek} \bar{X}_{\varepsilon k} \quad (44)$$

$$\bar{J}_{\varepsilon i} = L_{\varepsilon iu} \bar{X}_u + \sum_{k=1}^{n-1} L_{\varepsilon ik} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) + \sum_{k=1}^n L_{\varepsilon i \varepsilon k} \bar{X}_{\varepsilon k} \quad (45)$$

Analiza acestor ecuații, arată că la suprafața de evaporare, în contact cu un fluid în mișcare forțată au loc toate cele trei forme de transport molecular, prin conductivitate, difuzie și frecare internă care se influențează reciproc.

Deoarece în prezența evaporării, în stratul limită avem de-a face cu un amestec binar, și ținînd seama că evaporarea de pe suprafețe plane nu are nici o influență asupra curbei de distribuție a vitezei aerului în stratul limită se obține pentru densitatea fluxului de căldură și de vapori următoarele expresii :

$$\bar{J}_e = - \frac{L_{uu} - L_{u1} (r_0 + c_{p1} t - c_{p2} t)}{273 + t} \text{grad} T - L_{u1} \frac{R}{c_1 c_2} \cdot \frac{T}{p} \text{grad} p_1 \quad (46)$$

$$\begin{aligned} & - L_{ue1} \text{grad} \left(\rho_1 \frac{w_x^2}{2} \right) - L_{ue2} \text{grad} \left(\rho_2 \frac{w_x^2}{2} \right) \\ \bar{J}_i = & - L_{ii} \left[\frac{R}{c_1 c_2} \cdot \frac{T}{p} \text{grad} p_1 + \frac{\frac{L_{u1}}{L_{ii}} - r_0 - c_{p1} t + c_{p2} t}{273 + t} \text{grad} T \right] - \\ & - L_{ie1} \text{grad} \left(\rho_1 \frac{w_x^2}{2} \right) - L_{ie2} \text{grad} \left(\rho_2 \frac{w_x^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (47)$$

Din ecuațiile (46) și (47) rezultă că gradientul energiei cinetice al mișcării ordonate de translație a aerului, în prezența evaporării poate influența sensibil transportul molecular de căldură și de substanță, întrucât gradientul vitezei la pătrat în stratul limită capătă valori apreciabile. Evident, concluzii finale asupra influenței fiecărui termen din ecuațiile de mai sus asupra fluxului de căldură și de vapor, vor putea fi trase numai după ce se cunosc curbele de distribuție a vitezei, temperaturii și presiunii parțiale a vaporilor în stratul limită, și a mărimilor coeficienților fenomenologici determinați din măsurători experimentale.

Examinarea procesului complex de schimb de căldură și substanță în condițiile evaporării de pe suprafețe plane ne-a permis așadar să descriem caracterul unitar al acestui proces de transfer molecular, și în același timp ne-a condus la soluții noi de calcul al fluxului de căldură și de substanță, care au o deosebită importanță practică în procesele de evaporare de pe suprafețele libere, în procesele de uscare convectivă etc.

Bibliografie

1. DE GROOT, S. R.: *Thermodynamics of irreversible processes*. Amsterdam, 1952.
2. PRIGOGINE, I.: *Etude thermodynamique des phenomenes irreversibles*. Liege, 1947.
3. GUMINSKI, K.: *Termodinamica proceselor ireversibile*. Traducere din limba polonă. Ed. Academiei R.P.R., București, 1964.
4. LĬKOV, A. V.: *Application of methode of thermodynamics of irreversible processes the investigation of heat and mass transfer in boundary layer*. Int. J. Heat and Mass Transfer, 3, 1961.
5. LĬKOV, A. V.: *Teplo -i massoobmen b proťessah sušhĭ*. Moscova, 1956.
6. LOIȚIANSKI, L. G.: *Mehanica jidcosti i gaza*. Moscova, 1950.

Abstract

A study is made in the article of heat transfer combined with mass transfer under conditions of evaporation from plane surfaces by means of the method of irreversible process thermodynamics, where the air motion in contact with the evaporation surface is natural as well as where there is a forced air motion sweeping the evaporation surface. The evaporation of air viscosity is taken into consideration.

STUDIUL POSIBILITĂȚILOR DE APLICARE LA MOTORUL SR-211 A ÎNCĂLZIRII CONDUCTEI DE ADMISIUNE CU LICHID DIN SISTEMUL DE RĂCIRE

GHEORGHE BOBESCU

Temperatura amestecului la intrarea în cilindru manifestă o influență complexă asupra coeficientului de umplere, iar stabilirea prin calcul a dependenței cantitative dintre coeficientul de umplere și temperatura amestecului admis în cilindru este foarte complicată.

Numeroase lucrări experimentale pun însă în evidență scăderea coeficientului de umplere cu creșterea temperaturii amestecului admis în cilindru (3, 5).

Dintre acestea s-a ales pentru exemplificare diagrama din figura 1 în care se prezintă variația coeficientului de umplere în funcție de

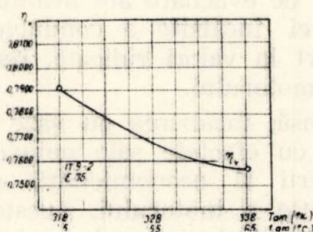


Fig. 1. Variația coeficientului de umplere în funcție de temperatura amestecului la intrare în cilindru

temperatura amestecului la intrarea în cilindru, determinată pe un motor monocilindru cu carburator de tipul IT9-2 la raportul de comprimare $\epsilon = 7,5$ (5).

Curba prezentată este obținută pentru temperaturi relativ ridicate de încălzire a amestecului în conducta de admisiune (impuse de condițiile experimentării), deci în condiții ce se deosebesc într-o anumită măsură de cele existente la motoarele de automobile cu carburator aflate în exploatare, la care temperaturile amestecului se ridică în conductă

cu maximum 15 ... 20°C față de temperatura aerului la intrarea în carburator (1, 2).

La motoarele aflate în exploatare procesul de vaporizare se desfășoară pe întreaga lungime a conductei de admisiune și uneori se desăvârșește chiar la trecerea amestecului pe lângă supapa de admisie. În aceste cazuri temperatura amestecului la intrarea în cilindru este mai redusă și coeficientul de umplere se mărește.

Încălzirea amestecului în conducta de admisiune se realizează de obicei fie cu ajutorul gazelor de evacuare, fie cu ajutorul lichidului din sistemul de răcire.

Metoda de încălzire a conductei de admisiune și intensitatea încălzirii acesteia, manifestă o influență considerabilă asupra procesului umplerii și asupra desfășurării proceselor termice din motor.

Obținerea unor indici maximi în funcționarea motorului este posibilă numai prin alegerea și dimensionarea corectă a sistemului de încălzire a conductei de admisiune și prin stabilirea unei forme constructive adecvate a acestui sistem, în scopul realizării unei temperaturi optime și unei mari uniformități a încălzirii amestecului (2).

Pentru obținerea economicității maxime, trebuie ca la diferite regimuri de funcționare a motorului să se asigure intensități diferite de încălzire a amestecului. De aceea multe motoare moderne sînt prevăzute cu dispozitive de reglare a încălzirii amestecului.

Sistemele de încălzire a conductei de admisiune cu ajutorul gazelor de evacuare au avut o largă răspîndire și au ajuns la un înalt grad de perfecționare prin aplicarea unor dispozitive de reglare a încălzirii amestecului, amănunțit studiate.

Încălzirea cu gaze de evacuare are avantajul că la pornirea motorului, temperatura zonei încălzite a conductei de admisiune ajunge într-un timp foarte scurt la valori ridicate, reducîndu-se uzurile cilindrilor la pornirea rece a motorului.

În același timp însă, încălzirea cu gaze poate provoca o supraîncălzire a amestecului cu efectele sale nefavorabile asupra coeficientului de umplere, puterii și economicității motorului, cît și asupra caracteristicii de detonație a motorului. Aceste dezavantaje se accentuează mai ales în cazul cînd sistemul de încălzire cu gaze nu este prevăzut cu dispozitive de reglare a încălzirii amestecului.

Încălzirea conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire al motorului, a început în ultimul timp să fie aplicată la un număr sporit de motoare.

Încălzirea conductei cu ajutorul lichidului din sistemul de răcire al motorului are avantajul că asigură o autoreglare a încălzirii amestecului în funcție de turaj și sarcină. În plus, în condițiile autobazelor din țara noastră în care sînt construite platforme termoficate pentru parcarea autocamioanelor, încălzirea cu lichid prezintă și avantajul că înainte de pornirea motorului conducta de admisiune este încălzită odată

cu introducerea apei calde în sistemul de răcire al motorului. În aceste condiții se reduc considerabil uzurile la pornirea motorului.

Dezavantajul încălzirii conductei de admisiune cu ajutorul lichidului din sistemul de răcire constă în principal în faptul că necesită canale de încălzire de dimensiuni mai mari decât la încălzirea cu gaze. Dimensiunile canalelor se pot reduce însă dacă se asigură o circulație forțată a lichidului, legînd spre exemplu orificiul de ieșire a lichidului din conducta de admisiune la canalul de aspirație al pompei de răcire a motorului.

Atît la încălzirea cu gaze de evacuare, cît și la încălzirea cu ajutorul lichidului din sistemul de răcire, este recomandabil ca încălzirea conductei de admisiune să se limiteze numai la zona racordului T al acestei conducte.

Încălzirea pe întreaga lungime a conductei de admisiune, în cazul folosirii căldurii lichidului din sistemul de răcire, după cum au arătat cercetările experimentale, conduce la înrăutățirea caracteristicilor de detonație ale motorului deoarece amestecul este supus încălzirii pe întreaga lungime a canalelor conductei de admisiune, ceea ce favorizează formarea peroxidilor.

Posibilitatea restrîngerii încălzirii conductei numai în zona racordului T rezultă și din analiza schimbului de căldură produs pe traseul de admisiune.

Diverse cercetări experimentale (2, 4) și analizele teoretice au demonstrat că pe porțiunea traseului de admisiune în care se include difuzorul și camera de amestec a carburatorului, se produce o însemnată scădere a temperaturii amestecului, care atinge 15°C la turații de 1000 rot/min și $17 \dots 18^{\circ}\text{C}$ la turații de 2400 ... 3000 rot/min.

Aceasta arată că o parte însemnată a combustibilului care se scurge din pulverizator se vaporizează direct în carburator.

Scăderea temperaturii amestecului nu depinde practic de metoda de încălzire a conductei de admisiune, deoarece formarea amestecului în carburator se poate considera că se face fără schimb de căldură cu exteriorul, deci este un proces adiabatic.

Deplasîndu-se pe conducta de admisiune, amestecul primește căldură de la pereții conductei și temperatura sa se ridică. Cea mai intensă încălzire are loc în partea inițială a conductei, unde din cauza temperaturii scăzute a amestecului există cea mai mare cădere de temperatură de care depinde schimbul de căldură dintre mediul de încălzire și amestec. Pe restul traseului de admisiune transmiterea căldurii este diminuată din cauza reducerii căderii de temperatură dintre cele două medii.

Avîndu-se în vedere avantajele încălzirii conductei de admisiune cu lichid, în laboratorul de motoare al Institutului politehnic Brașov s-au organizat cercetări experimentale în scopul evidențierii posibilităților de aplicare a acestui sistem de încălzire la motorul SR-211.

Pentru aceasta, la conducta de admisiune existentă pe motor, s-a suprimat încălzirea cu gaze de evacuare și prin același canal de

încălzire s-a introdus un circuit de apă caldă la temperatura de 85°C preluată din blocul cilindrilor și condusă apoi la canalul de admisiune al pompei de răcire.

În circuitul de încălzire a conductei de admisiune cu lichid s-a prevăzut un robinet cu ajutorul căruia s-a reglat debitul de apă în așa fel încât motorul să poată dezvolta puterea maximă. Totodată s-a urmărit în timpul reglajului ca uniformitatea dozajului, estimată după uniformitatea temperaturii amestecului distribuit pe cilindrii motorului să fie în limite acceptabile, respectiv neuniformitatea temperaturilor la principalele regimuri de lucru să nu depășească 10°C .

La reducerea pronunțată a debitului apei de încălzire s-au observat diferențe mai mari de temperatură pe ramificațiile conductei de admisiune, ceea ce certifică diferențe de dozaj.

Pentru reglajul optim obținut s-a trasat caracteristica de debit a sistemului de încălzire a conductei de admisiune cu apă caldă în funcție de turația motorului, deci de turația pompei de apă (figura 2).

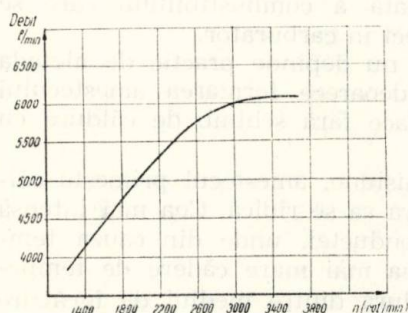


Fig. 2. Variația debitului de apă în canalul de încălzire al conductei de admisiune, în funcție de turația motorului

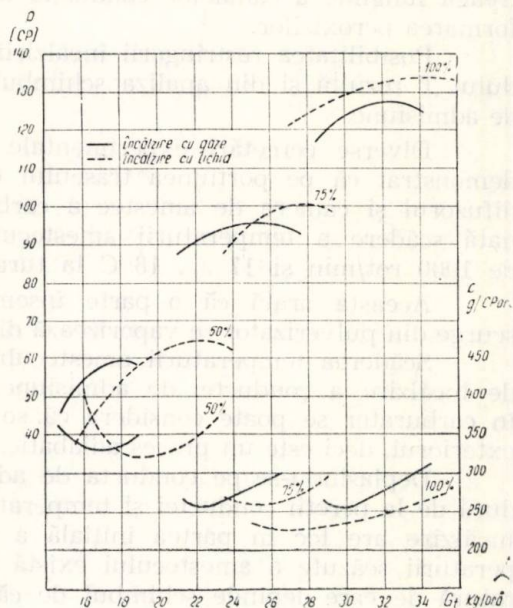


Fig. 3. Caracteristicile de reglaj în funcție de compoziția amestecului la 3600 rot/min și 50 %, 75 %, 100 % sarcină

Aplatizarea curbei la turații mari a fost asigurată intenționat prin reglaj, deoarece la turațiile respective pulverizarea combustibilului în carburator este superioară și nu necesită o încălzire pronunțată pentru vaporizare.

Cu acest reglaj al încălzirii amestecului în conducta de admisiune s-au determinat performanțele motorului, obținându-se creșteri apreciable ale puterii și economicității.

Pentru exemplificare se dau în figura 3 caracteristicile de reglaj în funcție de compoziția amestecului obținute la încălzirea cu gaze (linie plină) și cu lichid (linie întreruptă).

După cum se vede din datele prezentate, puterea maximă a motorului s-a mărit cu 4,7 %, iar consumul specific la sarcină 100 % și turația maximă s-a redus cu 11,7 %.

Valorile absolute ale puterilor sînt diminuate deoarece controlul temperaturilor amestecului în conducta de admisiune s-a făcut cu ajutorul unor termocuple ecranate care au provocat pierderi gazodinamice pe traseul de admisiune. Încercările comparative făcîndu-se însă în condiții identice pentru ambele variante de încălzire a conductei de admisiune, rezultatele sînt concludente.

Creșterile de putere sînt apreciable și la sarcini parțiale de 70 % și 50 % însă reducerile consumurilor specifice la aceste sarcini sînt neînsemnate. Aceasta demonstrează că încălzirea amestecului influențează în măsură determinantă economicitatea motorului numai la sarcină maximă, la sarcini parțiale hotărîtoare fiind pierderile gazodinamice la clapeta de accelerație a carburatorului.

Pentru a demonstra și mai detaliat posibilitățile de aplicare a încălzirii conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire, s-a cercetat neuniformitatea încălzirii amestecului la turații de 1400, 2200, 3000 și 3600 rot/min și la sarcină de 50 %, 75 % și 100 %.

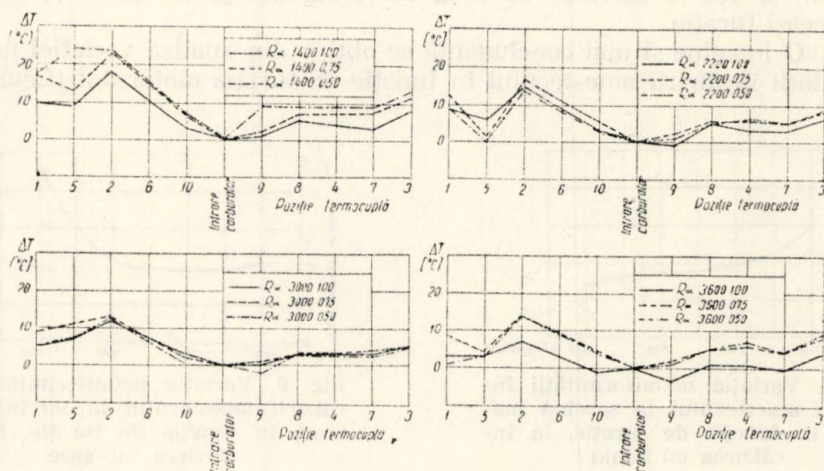


Fig. 4. Diagramele de simetrie a încălzirii amestecului în conducta de admisiune la încălzirea cu lichid

Temperaturile amestecului s-au măsurat la ieșirea din conducta de admisiune pe ramificația de conducere a curentului spre fiecare ci-

lindru al motorului, numerotînd termocuplele în același fel cu cilindrii motorului. În plus au fost montate pe conductă două termocuple suplimentare 9 și 10, după carburator la ramificarea curentului spre grupele de cilindri din fața și spatele motorului.

Diagramele de încălzire a amestecului obținute la ridicarea caracteristicilor de reglaj ale motorului pentru varianta de încălzire a conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire, sînt prezentate în figura 4.

Neuniformitățile încălzirii amestecului sînt de 16°C la turația de 1400 rot/min și 15°C la 2200 rot/min. La turațiile de 3000 rot/min și 3600 rot/min, neuniformitățile au fost în limite acceptabile atîngînd valori maxime de ordinul a 10°C .

La toate regimurile de turație și sarcină ale motorului se observă o creștere pronunțată a încălzirii amestecului distribuit cilindrilor 2 și 6 care sînt dispuși în imediata apropiere a canalului de trecere a apei din chiulase prin conducta de admisiune și mai departe spre radiator.

Cele mai mari neuniformități apar pe ramura din față a conductei de admisiune, în timp ce pe ramura din spate a conductei încălzirea amestecului are o foarte bună uniformitate.

În ansamblu însă uniformitatea încălzirii amestecului a fost net superioară în cazul încălzirii conductei de admisiune cu lichid față de neuniformitățile constatate la încălzirea conductei cu gaze de evacuare.

Pentru exemplificare se dau neuniformitățile constatate la încălzirea cu gaze : 18°C la 1400 rot/min și 75 % sarcină, 13°C la 2200 rot/min și 75 % sarcină, 12°C la 3000 rot/min și 50 % sarcină, 24°C la 3600 rot/min și 100 % sarcină, 18°C la 75 % sarcină și 10° la 50 % sarcină în aceeași turație.

O imagine și mai concludentă se obține din analiza variației neuniformității încălzirii amestecului în funcție de turația motorului (figura 5).

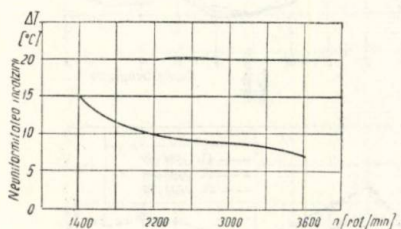


Fig. 5. Variația neuniformității încălzirii amestecului la sarcină maximă în funcție de turație, la încălzirea cu lichid

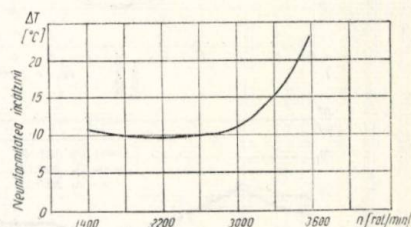


Fig. 6. Variația neuniformității încălzirii amestecului la sarcină maximă în funcție de turație, la încălzirea cu gaze

Din această diagramă se vede că la încălzirea conductei de admisiune cu lichid, neuniformitatea încălzirii amestecului scade cu creșterea turației contribuind și pe calea uniformității umplerii cilindrilor la creșterea performanțelor motorului.

La încălzirea conductei de admisiune cu gaze de evacuare neuniformitatea încălzirii amestecului crește cu turația din cauza măririi temperaturii gazelor arse (figura 6).

Din aceste diagrame se vede totodată că valorile absolute ale neuniformității sînt mai mici la încălzirea cu lichid decît la încălzirea cu gaze a conductei.

Pe baza rezultatelor experimentale prezentate se poate trage concluzia că este pe deplin posibilă obținerea unei încălziri corespunzătoare a amestecului folosind lichidul din sistemul de răcire.

Totodată s-a demonstrat că este suficientă încălzirea conductei de admisiune numai în zona racordului T, cu condiția ca debitul de lichid din canalul de încălzire necesar pentru o încălzire normală a amestecului, să fie asigurat printr-o dimensionare corespunzătoare, iar circuitul respectiv să fie legat direct la pompa de răcire a motorului.

În plus, cercetarea efectuată permite să se facă recomandarea ca la proiectarea conductei de admisiune a motoarelor cu carburator să se evite colectarea lichidului de răcire din chiulase prin această conductă, sau în caz contrar să se asigure simetria încălzirii curentului prin circulația lichidului la ambele extremități ale conductei, indiferent dacă încălzirea conductei în zona racordului T se face cu gaze sau cu lichid.

Spre exemplu, la motorul SR-211 s-ar putea separa partea din față care cuprinde canalul de circulație a lichidului de răcire spre radiator, de restul conductei și în acest caz simetria și uniformitatea încălzirii amestecului s-ar îmbunătăți considerabil.

O oarecare ameliorare s-ar putea obține și prin proiectarea unui canal colector în partea din spate a conductei de admisiune, din care să fie preluat lichidul necesar încălzitorului din cabina autocamionului. Tot pe acest canal s-ar putea monta și sonda termometrică.

O concluzie generală ce se mai desprinde din această cercetare constă în necesitatea ca la orice conductă de admisiune nouă să se analizeze neuniformitatea și simetria încălzirii curentului și să se corecteze construcția în funcție de cerințele impuse. Aceste cercetări ar trebui incluse și în programul de încercare a prototipurilor motoarelor cu carburator.

Bibliografie

1. BOBESCU, GHEORGHE: *Studiul încălzirii amestecului la motorul SR-211*. Comunicare la sesiunea Institutului politehnic Brașov. Ianuarie 1968.
2. BOBESCU, GHEORGHE: *Studiul influenței încălzirii amestecului în conducta de admisiune asupra posibilităților de mărire a puterii și economicității motorului SR-211 cu răcire diferențiată*. Teză de doctorat. Institutul politehnic Brașov, 1968.

3. DORING, MARIO : *Trattato generale delle macchine termiche ed idrauliche*. Vol. III. Ed. Tamburini. Milano, 1960.
4. LENIN, I. M., GORNUȘCHIN, IU. G. : *Vlianie sposoba podogreva goriucei smesi na mocnostnie i ekonomiceshie pokazateli dvigatelia ZIL-130*. Avtomobilnaia promishlenosti. Nr. 5, 1964.
5. TODICESCU ALEX. : *Contribuții la studiul coeficientului de umplere la motoarele cu ardere internă*. Lucrare de dizertație. Institutul politehnic Iași. 1962.

Abstract

In the work there are shown the experimental research results of mixture heating in the intake pipe of the SR-211 engine and there are given the parameters for heating the pipe with liquid from the cooling system. Proposals are made for the application of intake pipe heating with liquid.



ASUPRA CARACTERISTICII ELASTICE A SUSPENSIEI CU ARCURI SEMIELIPTICE PROGRESIVE LEGATE DE RAMĂ PRIN BOLȚ ȘI SANIE

VIRGIL OLARIU

În lucrarea [1] s-a indicat o metodă de calcul a suspensiei cu arcuri semieliptice progresive la care atât bolțul cit și cercelul arcului sînt înlocuite prin legături de tip „sanie“. Într-un astfel de caz, pentru transmiterea forțelor de propulsie sau de frinare, sînt prevăzute foi suplimentare de arc prin care se face legătura între osie și ramă. Pentru evitarea acestor foi suplimentare de arc se obișnuiește — în construcția autoutilitarelor grele — menținerea bolțului arcului și înlocuirea cercelului său printr-o legătură de tip „sanie“. Această legătură permite variația deschiderii arcului cu sarcina, respectiv creșterea rigidității arcului odată cu creșterea sarcinii. Ca urmare a variației rigidității arcului caracteristica elastică a arcului devine neliniară. Pentru obținerea unei neliniarități mai pronunțate se utilizează arcuri de cauciuc, care lucrează în paralel cu arcurile în foi, începînd cu o sarcină aproximativ egală cu sarcina nominală. La suspensia osiei din spate, pentru accentuarea neliniarității caracteristicii elastice, arcul semieliptic se divizează în două pachete cu foi care intră progresiv în funcțiune. La suspensia osiei din față, unde variația sarcinii — de la gol la plin — este mai mică decît la osia din spate, arcul semieliptic nu se mai divizează în două pachete cu foi. În acest caz progresivitatea suspensiei se realizează de obicei numai prin înlocuirea cercelului cu o „sanie“ și utilizarea unui arc suplimentar de cauciuc.

ELEMENTELE GEOMETRICE ALE SUSPENSIEI

Pentru stabilirea elementelor geometrice ale suspensiei se presupune, ca și în cazul suspensiei osiei din spate, că foaia principală a arcului are forma unui arc de cerc atât în stare liberă cit și în stare

deformată. În aceste condiții pot fi scrise, pe baza figurii 1, următoarele relații :

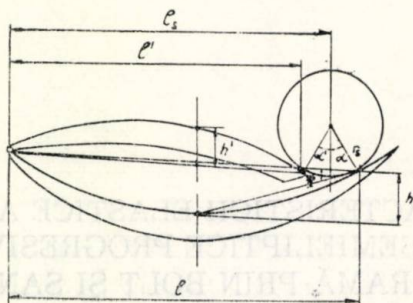


Fig. 1

$$\sin \alpha \simeq \frac{l - l_s}{r_s}, \quad \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \simeq \frac{2h}{l}, \quad \alpha \simeq \operatorname{arc} \sin \frac{l - l_s}{r_s}; \quad (1)$$

$$\sin \alpha' \simeq \frac{l_s - l'}{r_s}, \quad \operatorname{tg} \frac{\alpha'}{2} \simeq \frac{2h'}{l'}, \quad \alpha' \simeq \operatorname{arc} \sin \frac{l_s - l'}{r_s}; \quad (2)$$

în care :

- l — este deschiderea arcului la o săgeată pozitivă;
 - l_s — distanța dintre centrul bolțului și centrul de curbura al saniei;
 - r_s — raza saniei;
 - h — înălțimea arcului la o săgeată pozitivă;
 - α — unghiul la centrul saniei pentru o săgeată pozitivă;
 - l' — deschiderea arcului la o săgeată negativă;
 - h' — înălțimea arcului la o săgeată negativă;
 - α' — unghiul la centrul saniei pentru o săgeată negativă a arcului.
- Din relațiile cunoscute :

$$\sin \alpha = \frac{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}}, \quad \sin \alpha' = \frac{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha'}{2}}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha'}{2}}, \quad (3)$$

precum și din expresiile stabilite mai sus :

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \simeq \frac{2h}{l}, \quad \operatorname{tg} \frac{\alpha'}{2} \simeq \frac{2h'}{l'}, \quad (4)$$

se obține :

$$\sin \alpha = \frac{4hl}{l^2 + 4h^2}, \quad \sin \alpha' = \frac{4h'l'}{l'^2 + 4h'^2} \quad (5)$$

Având în vedere condițiile admise în cazul micilor deformații ale arcului :

$$h \leq \lambda l, \quad h' \leq \lambda l'; \quad (6)$$

în care λ este un parametru mic, termenii $4h^2$, $4h'^2$ din relațiile (5) pot fi neglijăți în raport cu l^2 respectiv l'^2 . Ca urmare relațiile (5) devin :

$$\sin \alpha = \frac{4h}{l}, \quad \sin \alpha' = \frac{4h'}{l'}. \quad (7)$$

Din relațiile (1), (2) și (7) rezultă :

$$h = \frac{l(l - l_s)}{4r_s}, \quad h' = \frac{l'(l_s - l')}{4r_s}. \quad (8)$$

Unghiul inițial α_0 la centrul saniei se determină, în virtutea relațiilor (5) și (6), cu formula :

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{4\lambda}{1 + 4\lambda^2} \quad (9)$$

Deschiderea inițială l_0 a arcului se obține, pe baza primei relații (1), sub forma :

$$l_0 = l_s + r_s \sin \alpha_0, \quad (10)$$

în care distanța l_s și raza r_s se aleg constructiv. Înălțimea inițială a arcului h_0 se determină cu formula :

$$h_0 = \lambda l_0, \quad (11)$$

obținută în virtutea relațiilor (6).

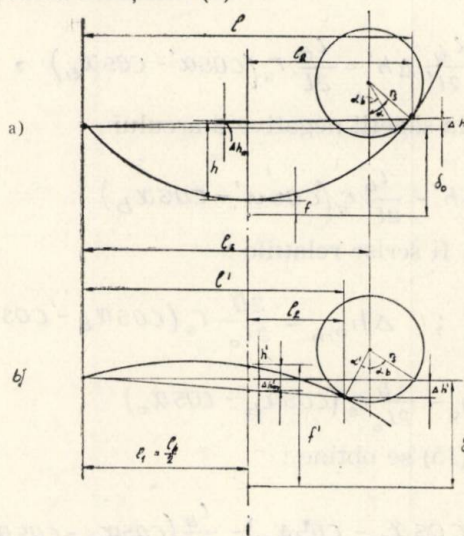


Fig. 2

Pe baza figurii 2 a pot fi scrise relațiile :

$$f = \sigma_o - h - \Delta h_m ,$$

$$\Delta h_m = \frac{l_f}{l} \Delta h = \frac{l_f}{l} r_s (\cos \alpha_b - \cos \alpha) ,$$

din care se deține expresia săgeții pozitive a arcului

$$f = \sigma_o - h + \frac{l_f}{l} r_s (\cos \alpha_b - \cos \alpha) , \quad (12)$$

în care :

δ_0 — este distanța inițială între brida arcului și linia orizontală ce trece prin centrul bolțului ;

h — înălțimea arcului pentru o săgeată pozitivă ;

l_1 — lungimea brațului arcului cuprins între bridă și bolț ;

α_b — unghiul la centrul saniei pentru care cele două brațe ale arcului au lungimile egale ($l_2 = l_1$).

Dacă se notează cu l_b deschiderea la care brațele arcului au lungimile egale, se poate scrie :

$$l_f = \frac{l_b}{2} ,$$

iar relația (12) devine :

$$f = \sigma_o - h + \frac{l_b}{2l} r_s (\cos \alpha_b - \cos \alpha) \quad (13)$$

Pe baza figurii 2 b pot fi scrise relațiile :

$$f' = \sigma_o + h' - \Delta h'_m ,$$

$$\Delta h'_m = \frac{l_b}{2l'} \Delta h' = \frac{l_b}{2l'} r_s (\cos \alpha'_b - \cos \alpha_b) ,$$

din care se obține expresia săgeții negative a arcului

$$f' = \sigma_o + h' - \frac{l_b}{2l'} r_s (\cos \alpha'_b - \cos \alpha_b) \quad (14)$$

Pe baza figurii 3 mai pot fi scrise relațiile :

$$\sigma_o = h_o - \Delta h_{om} ; \quad \Delta h_{om} = \frac{2b}{2l_o} r_s (\cos \alpha_b - \cos \alpha_o) ;$$

$$\sigma_o = h_o - \frac{l_b}{2l_o} r_s (\cos \alpha_b - \cos \alpha_o) \quad (15)$$

Din relațiile (13), (14) și (15) se obține :

$$f = h_o - h - \frac{r_s}{2} \left[\frac{l_b}{l_o} (\cos \alpha_b - \cos \alpha_o) - \frac{l_b}{l} (\cos \alpha_b - \cos \alpha) \right] \quad (16)$$

$$f' = h_o + h' - \frac{r_s}{2} \left[\frac{l_b}{l_o} (\cos \alpha_b - \cos \alpha_o) + \frac{l_b}{l'} (\cos \alpha' - \cos \alpha_b) \right] \quad (17)$$

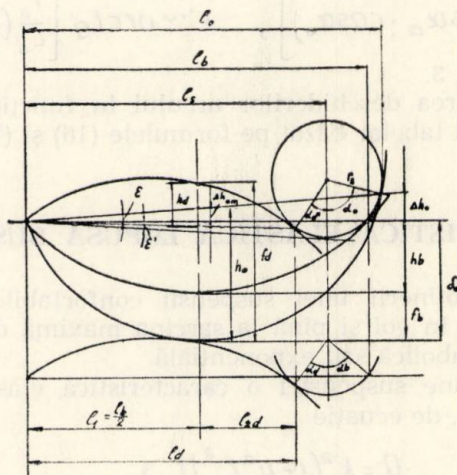


Fig. 3

Săgeata f_s corespunzătoare formei rectilinii a arcului, se determină cu relația (16) în care se consideră :

$$h = 0, \quad \alpha \simeq 0, \quad l \simeq l_s,$$

$$f_s \simeq h_o - \frac{r_s}{2} \left[\frac{l_b}{l_o} (\cos \alpha_b - \cos \alpha_o) + \frac{l_b}{l_s} (1 - \cos \alpha_b) \right] \quad (18)$$

Pentru $\alpha' = \alpha_d$, $l' = l_d$, $f' = f_d$ $h' = h_d$, din relația (17) se obține săgeata dinamică

$$f_d = h_o + h_d - \frac{r_s}{2} \left[\frac{l_b}{l_o} (\cos \alpha_b - \cos \alpha_o) + \frac{l_b}{l_d} (\cos \alpha_d - \cos \alpha_b) \right] \quad (19)$$

Săgeata f_c la care intră în funcțiune arcul de cauciuc se determină cu relația :

$$f_c = f_s - \sigma_s, \quad (20)$$

sau cu relația :

$$f_c = f_d - \sigma_d. \quad (21)$$

În relațiile de mai sus δ_s respectiv δ_d sînt deformațiile arcului de cauciuc la săgețile f_c , respectiv f_d ale arcului cu foi.

Pentru ca aproximațiile introduse în calculele precedente să nu provoace erori mari este necesar ca unghiurile ε și ε' (figura 3) să fie cât mai mici; la calculul acestor unghiuri se folosesc relațiile:

$$\varepsilon = \arctg \left[\frac{r_s}{l_o} (\cos \alpha_b - \cos \alpha_o) \right], \quad \varepsilon' \approx \arctg \left[\frac{r_s}{l_s} (1 - \cos \alpha_b) \right], \quad (22)$$

deduse tot din figura 3.

Pentru stabilirea deschiderilor arcului în funcție de săgețile sale se folosește un calcul tabelar bazat pe formulele (16) și (17).

CARACTERISTICA ELASTICĂ IMPUSĂ SUSPENSIEI

În vederea obținerii unei suspensii confortabile se impune, începînd de la sarcina în gol și pînă la sarcina maximă dinamică, o caracteristică elastică parabolică sau exponențială.

Dacă se impune suspensiei o caracteristică elastică avînd forma unei parabole cubice, de ecuație

$$Q = k^2(1 + \mu^2 f^2) f, \quad (23)$$

coeficienții k și μ se vor determina din condiția ca parabola cubică (23) să treacă prin punctele de coordonate: (f_g, Q_g) , (f_n, Q_n) indicate în

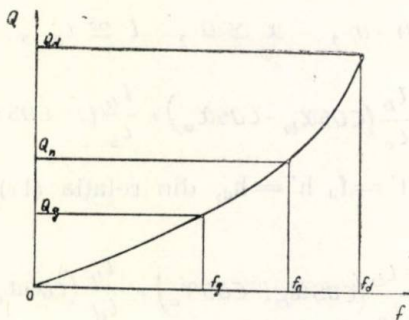


Fig. 4

figura 4; f_g fiind săgeata corespunzătoare sarcinii în gol Q_g , iar f_n săgeata corespunzătoare sarcinii nominale Q_n .

Înlocuind coordonatele acestor puncte în ecuația (23) se obține:

$$Q_g = f_g k^2 + f_g^3 k^2 \mu^2, \quad Q_n = f_n k^2 + f_n^3 k^2 \mu^2; \quad (24)$$

respectiv:

$$\frac{Q_g}{f_g^3} = \frac{k^2}{f_g^2} + k^2 \mu^2, \quad \frac{Q_n}{f_n^3} = \frac{k^2}{f_n^2} + k^2 \mu^2 \quad (25)$$

Scăzînd prima relație (25) din a doua rezultă :

$$\frac{Q_n}{f_n^3} - \frac{Q_g}{f_g^3} = \frac{k^2}{f_n^2} - \frac{k^2}{f_g^2},$$

sau

$$\frac{Q_n f_g^3 - Q_g f_n^3}{f_n^3 f_g^3} = \frac{f_g^2 - f_n^2}{f_n^2 f_g^2} k^2,$$

deci coeficientul k^2 are expresia :

$$k^2 = \frac{Q_g f_n^3 - Q_n f_g^3}{(f_n^2 - f_g^2) f_n f_g}, \quad (26)$$

din care se observă că pentru $k^2 > 0$ trebuie satisfăcută condiția :

$$f_g < f_n \sqrt[3]{\frac{Q_g}{Q_n}} \quad (27)$$

Pentru a obține expresia coeficientului μ^2 se scriu relațiile (24) sub forma :

$$Q_g = k^2 (f_g + f_g^3 \mu^2), \quad Q_n = k^2 (f_n + f_n^3 \mu^2),$$

din care rezultă :

$$\frac{Q_g}{f_g + f_g^3 \mu^2} = \frac{Q_n}{f_n + f_n^3 \mu^2},$$

respectiv :

$$(Q_g f_n^3 - Q_n f_g^3) \mu^2 = Q_n f_g - Q_g f_n,$$

deci :

$$\mu^2 = \frac{Q_n f_g - Q_g f_n}{Q_g f_n^3 - Q_n f_g^3} \quad (28)$$

Din această relație se constată că pentru $\mu^2 > 0$ trebuie îndeplinită condiția :

$$f_g > f_n \frac{Q_g}{Q_n} \quad (29)$$

Din condițiile (27) și (29) rezultă intervalul în care trebuie să se încadreze săgeata f_g :

$$f_n \frac{Q_g}{Q_n} < f_g < f_n \sqrt[3]{\frac{Q_g}{Q_n}} \quad (30)$$

Săgeata f_n se alege din condiția $f_n \leq f_s$, iar sarcinile Q_g și Q_n sînt cunoscute prin tema de proiectare.

În vederea reprezentării grafice a caracteristicii elastice impuse, se determină capacitatea portantă maximă a suspensiei Q_d cu formula:

$$Q_d = \varepsilon Q_n, \quad (31)$$

în care ε este coeficientul dinamic al suspensiei.

Pentru trasarea caracteristicii elastice se calculează tabelor valorile capacității portante Q , la diferite săgeți f , utilizînd formula (23) pînă la valoarea $Q = Q_d$ căreia îi corespunde săgeata dinamică $f = f_d$.

Dacă se impune suspensiei o caracteristică elastică exponențială, de forma [2], [3]:

$$Q = Q_0 e^{kf}, \quad (32)$$

constantele k și Q_0 se determină cu relațiile [3]:

$$k = \frac{\pi^2 v^2}{900 g}, \quad Q_0 = Q_n e^{-kf_n}, \quad (33)$$

în care:

v — este frecvența impusă micilor oscilații ale suspensiei;

g — accelerația gravitațională.

Săgețile f_g și f_d corespunzătoare sarcinilor Q_g și Q_d se determină, în virtutea formulei (32), cu relațiile:

$$f_g = \frac{1}{k} \ln \frac{Q_g}{Q_0}, \quad f_d = \frac{1}{k} \ln \frac{Q_d}{Q_0}. \quad (34)$$

Pentru trasarea caracteristicii elastice exponențiale se calculează valorile capacității portante la diferite săgeți $f_g < f < f_d$ utilizînd formula (32). Între săgeata $f = 0$ și $f = f_g$ nu este necesar să ne menținem pe exponențială avînd în vedere că deformația f_g este permanentă.

Elongația maximă a oscilațiilor se determină cu relația:

$$x_0 = f_d - f_n. \quad (35)$$

Bibliografie

1. V. OLARIU : *Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive și arcuri de cauciuc* (Aeon). Construcția de mașini, nr. 7, iulie, 1968.
2. J. KEIL : *Die Luftfederung für Nutzkraftfahrzeuge*, Kraftfahrzeugtechnik, nr. 2, 1959.
3. V. OLARIU : *Suspensia cu funcție de răspuns exponențială*. Lucrare susținută la sesiunea științifică a Institutului de Mină din Petroșani, 24—26 octombrie, 1968.

Zusammenfassung

Um eine veränderliche Starrheit der Aufhängung (Suspension) zu erhalten wird die halbelyptische Federlasche durch eine Typ „Schlittenverbindung“ erzeugt. Bei einem Wert der Tragfähigkeit die ungefähr mit die der Nutzlastgleich ist, wird auch eine Gummifeder in Betrieb gesetzt.

In dem man einer derartigen Suspension eine elastische parabolische und exponentiale Charakteristik auferlegt, werden in der Arbeit die Rechnungsformeln der geometrischen Bestandteil der Aufhängung, sowie die der Koeffizienten die in den gleichungen der elastischen Kennzeichen eintreten, angegeben.

DETERMINAREA ANALITICĂ A CALITĂȚILOR DE DEMARAJ ALE AUTOVEHICULELOR

VASILE CÎMPEANU

Prin demaraj se înțelege procesul în care autovehiculul își sporește viteza de la o viteză inferioară la una superioară. Demarajul se caracterizează prin timpul de demaraj și spațiul de demaraj. În stilul acestor mărimi au o influență deosebită caracteristica motorului și caracteristicile autovehiculului și drumului pe care se deplasează acesta. Caracteristicile autovehiculului și drumului pot fi exprimate prin calitățile aerodinamice, parametrii transmisiei, sarcina de încărcare precum și rezistența totală a drumului.

Metodele teoretice utilizate în prezent la determinarea timpului și spațiului de demaraj sînt: metoda mixtă [1.3.4] care are drept punct de plecare variația factorului dinamic funcție de viteză, iar integrarea ecuației se face prin metoda integrării aproximativă, metoda grafică [1] care pornește de la caracteristica dinamică și metoda analitică a studiului demarajului [2] în care se consideră caracteristica externă a motorului ca fiind o linie frîntă formată dintr-un segment $M = \text{constant}$ și $N = \text{constant}$. În urma ultimelor aproximații se obțin relații analitice care să permită și utilizarea lor pe mașini de calculat analoge demarajului funcție de timp ținîndu-se cont de perioadele de schimbare a treptei de viteză. Relațiile analitice obținute au însă dezavantajul că sînt greoaie și necesită un volum mare de calcul.

Întrucît în condițiile actuale prezintă un interes deosebit relațiile analitice care să permită și utilizarea lor pe mașini de calculat analoge și care să permită și o apreciere rapidă a dinamicității unui autovehicul, devin necesare unele simplificări în forma calculului analitic dar care să nu afecteze în mare măsură concluziile.

În cazul autovehiculelor echipate cu transmisie mecanică demarajul se compune din următoarele faze:

- (1) — cuplarea ambreiajului pînă la sfîrșitul patinării;
- demarajul în treapta de bază;
- schimbarea treptei de viteze;
- demarajul în treapta de viteze superioară etc.

1. CUPLAREA AMBREIAJULUI

La cuplarea ambreiajului pînă la sfîrșitul patinării, intenția este de a obține o egalizare cît mai rapidă a turației discurilor ambreiajului pentru a preveni o încălzire excesivă dar și cu obținerea unei cuplări fără șoc. Un alt scop urmărit este obținerea unei accelerații maxime. Din acest punct de vedere interesează dacă motorul trebuie sau nu accelerat înainte de cuplarea ambreiajului. În acest scop se formează ra-

portul : $\frac{dv}{dt}$ după figura 1.
 $\left(\frac{dv}{dt}\right)_{max}$

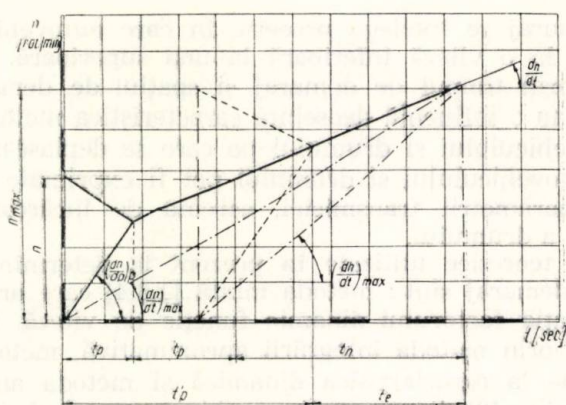


Fig. 1

Accelerația unghiulară medie $\left(\frac{dn}{dt}\right)_{med}$ conform figurii 1 poate fi calculată cu relația :

$$\left(\frac{dn}{dt}\right)_{med} = \frac{n_{max}}{t_p + t_e + t_n} \quad (1)$$

Tot din figura 1 poate fi determinată și accelerația unghiulară maximă $\left(\frac{dn}{dt}\right)_{max}$ a cărei relație are forma :

$$\left(\frac{dn}{dt}\right)_{max} = \frac{n_{max}}{t'_p + t'_e} \quad (2)$$

Pentru a vedea dacă este oportună accelerarea motorului înainte de cuplarea ambreiajului pînă la o turație apropiată de cea maximă

se face raportul între accelerația unghiulară medie și cea maximă care rezultă în urma turării motorului, adică :

$$\frac{\left(\frac{dn}{dt}\right)_{med}}{\left(\frac{dn}{dt}\right)_{max}} = \frac{1}{1 + \frac{Im}{Ia} \left(1 - \frac{n}{n_{max}}\right)} \quad (3)$$

unde : Im este momentul de inerție al motorului ;

Ia — momentul de inerție al autovehiculului redus la arborele primar din cutia de viteze.

Cu ajutorul relației (3) se poate determina turația optimă pentru obținerea accelerației medii maxime în timpul perioadei de patinare a ambreiajului.

În general se poate considera că sfârșitul cuplării se află în jurul turației corespunzătoare momentului maxim. Astfel că viteza corespunzătoare sfârșitului cuplării ambreiajului este relativ mică.

2. DEMARAJUL ÎN TREAPTĂ DE BAZĂ

Cea de a doua fază a demarajului constă în accelerarea autovehiculului în treapta de bază care poate să fie treapta întâia din cutia de viteze sau treapta a doua. În acest caz accelerația automobilului se calculează cu următoarea formulă :

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_k} (D - \psi) \quad (4)$$

unde : D este factorul dinamic în treapta de viteze respectivă, a cărui mărime depinde de caracteristica externă a motorului, caracteristicile aerodinamice și greutatea autovehiculului ;

ψ — coeficientul rezistenței totale a drumului ;

δ_k — coeficientul maselor în rotație pentru treapta de bază ;

g — accelerația gravitației.

Pentru a putea face o apreciere comparativă a performanțelor unui autovehicul pentru greutăți diferite, s-a recurs la un parametru adimensional denumit factor dinamic [9] care este dat de următoarea relație :

$$D = \frac{F_t - F_a}{G} \quad (5)$$

Dacă se cunoaște accelerația autovehiculului, deci expresia (4) se poate determina direct factorul dinamic, adică :

$$D = \psi + \frac{dk}{g} \frac{dv}{dt} \quad (6)$$

În figura 2 este dată variația factorului dinamic D funcție de viteză pentru cazul unei cutii de viteze cu cinci trepte.

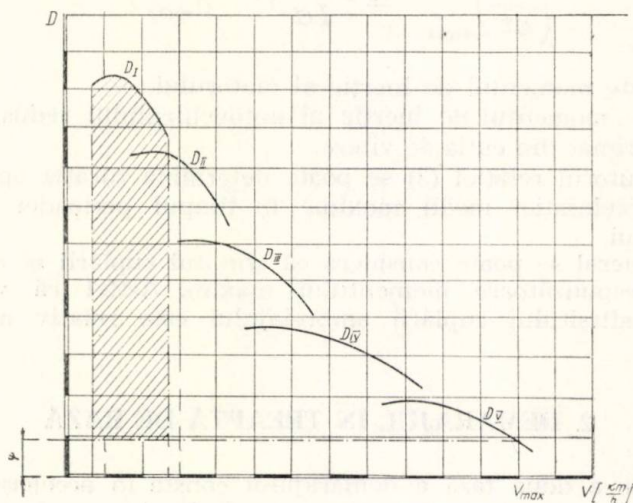


Fig. 2

În vederea obținerii unui calcul relativ simplu pentru demarajul autovehiculelor dar cu concluzii totuși edificatoare, curba de variație a factorului dinamic poate fi asimilată ca fiind o dreaptă așa cum se arată în figura 3. Poziția dreptei se adoptă astfel încât aria suprafețelor hașurate în figura 2 și 3 să rămână totuși aproximativ constantă.

Pentru calculele ulterioare în figura 4 este dată variația fictivă a factorului dinamic pentru o singură treaptă din cutia de viteze.

Conform figurii 4 se poate scrie că :

$$V_{max} - V_{min} = \Delta v \text{ iar} \quad (7)$$

$$D_{max} - D_{min} = \Delta D \quad (8)$$

Pentru un factor dinamic oarecare D corespunzător unei viteze V conform celor arătate în relațiile (7) și (8) se poate scrie că :

$$\frac{D_{max} - D}{V - V_{min}} = \frac{\Delta D}{\Delta v} \quad (9)$$

Din relația (9) se poate determina factorul D , care are următoarea expresie :

$$D = D_{max} + \frac{\Delta D}{\Delta V} V_{min} + \frac{\Delta D}{\Delta V} V \quad (10)$$

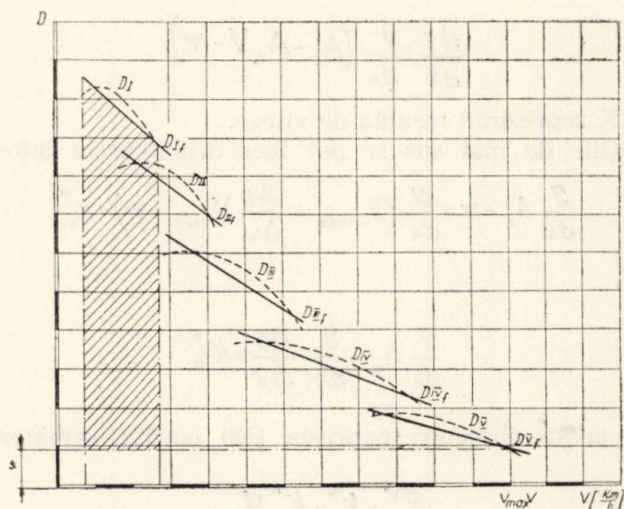


Fig. 3

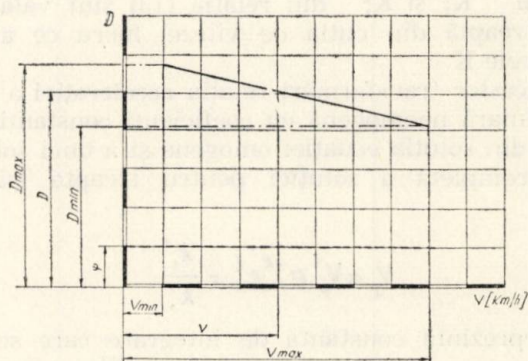


Fig. 4

Deoarece în expresia (10) suma $D_{max} + \frac{\Delta D}{\Delta V} V_{min}$ este constantă pentru o anumită treaptă ea poate fi înlocuită cu o constantă A_1 , de asemenea raportul $\frac{\Delta D}{\Delta V}$ este constant și poate fi înlocuit cu o constantă A_2 .

Deci expresia (10) capătă următoarea formă :

$$D = A_1 - A_2 V \quad (11)$$

Ca urmare a celor arătate mai sus expresia accelerației în acest caz se poate scrie sub forma următoare :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\sigma K} (A_1 - A_2 V - \psi) \quad (12)$$

unde indicele K reprezintă treapta de viteze.

În relațiile de mai sus se pot face următoarele înlocuiri :

$$\frac{g}{\sigma K} A_1 + \psi = \frac{g}{\sigma K} (D_{max} + \frac{\Delta D}{\Delta V} V_{min} - \psi) = K_1^*$$

iar

$$\frac{g}{\sigma K} A_2 = \frac{g}{\sigma K} \frac{\Delta D}{\Delta V} = K_2^*$$

Făcînd aceste înlocuiri expresia (12) capătă următoarea formă :

$$\frac{dV}{dt} = K_1^* - K_2^* V \quad (13)$$

Coeficienții K_1^* și K_2^* din relația (13) sînt valabili numai pentru o anumită treaptă din cutia de viteze, lucru ce a făcut ca ei să fie notați cu indicele K.

În urma acestor transformări relația accelerației a devenit o ecuație diferențială liniară neomogenă cu coeficienți constanți. Soluția acestei ecuații se obține din soluția ecuației omogene și a unei soluții particulare.

Expresia completă a soluției pentru treapta I-a are următoarea formă :

$$V_I = V_0^I e^{-K_2^I t} + \frac{K_1^I}{K_2^I} \quad (14)$$

unde : V_0^I — reprezintă constanta de integrare care se determină din condițiile inițiale, și anume : $V_0^I = -\frac{K_1^I}{K_2^I}$

Înlocuind pe V_0^I în expresia (14) se obține relația vitezei care are următoarea formă :

$$V_I = \frac{K_1^I}{K_2^I} (1 - e^{-K_2^I t}) \quad (15)$$

3. SCHIMBAREA TREPTEI DE VITEZE

Pentru schimbarea treptei de viteze are o influență hotărâtoare stabilirea momentului schimbării treptei de viteze. Vitezele corespunzătoare schimbării treptei de viteze se pot stabili pentru două cazuri și anume pentru cazul obținerii unui demaraj maxim sau pentru cazul obținerii unui consum economic la demaraj.

Cunoscând vitezele la care se efectuează schimbarea treptelor de viteză trebuie calculat timpul la care se efectuează această schimbare. Notînd cu $t_{II}, t_{III} \dots t_k$, timpii corespunzători la care se schimbă o treaptă oarecare K , rezultă pentru treapta a doua și vitezele V'_I care corespund demarajului maxim și V''_I care corespunde consumului minim de combustibil în treapta respectivă, expresiile timpilor pentru cele două cazuri arătate. Pentru aceasta din relația (15) se obține :

$$t'_{II} = \frac{1}{k'_2} L n \frac{\frac{K'_1}{k'_1}}{\frac{K'_1}{k'_2} - V'_I} \quad (16)$$

și respectiv

$$t''_{II} = \frac{1}{k''_2} L n \frac{\frac{K'_1}{k'_1}}{\frac{K'_1}{k''_2} - V''_I} \quad (17)$$

În această situație reprezentarea grafică a vitezei în timpul demarajului funcție de timp este dată în figura 5.

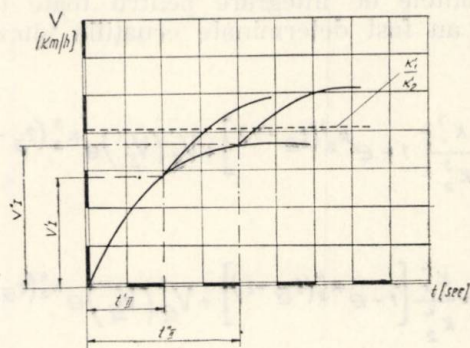


Fig. 5

După schimbarea treptei de viteze, demarajul continuă în noua treaptă caracterizată prin coeficientul K'_1 și K'_2 și timpul t cuprins

între timpii t_{II} și t_{III} ($t_{II} \leq t < t_{III}$), iar viteza la timpul $t=t_{II}$ va fi cea din treapta I.

Din particularizarea relației (14) rezultă pentru treapta a doua la $t=t_{II}$.

$$V_{II} = \frac{k_1^2}{k_2^2} + V_0^2 e^{-k_2^2 t_{II}} \quad (18)$$

Determinând constanta de integrare V_0^2 și înlocuind-o în relația vitezei pentru treapta a doua din cutia de viteze, se obține :

$$V_{II} = \frac{k_1^2}{k_2^2} \left[1 - e^{k_2^2 (t_{II} - t)} \right] + \frac{k_1'}{k_2'} e^{k_2^2 (t_{II} - t)} \left(1 - e^{-k_2'^2 t_{II}} \right) \quad (19)$$

Dacă în relația (19) termenul $\frac{k_1'}{k_2'} (1 - e^{-k_2'^2 t_{II}})$ se înlocuiește conform relației (15) cu viteza V_I' sau V_{II}' la care se face schimbarea vitezei de la treapta întâia la treapta a doua, se obține :

$$V_{II} = \frac{k_1^2}{k_2^2} \left[1 - e^{k_2^2 (t_{II} - t)} \right] + V_{II}' (V_{II}'') e^{k_2^2 (t_{II} - t)} \quad (20)$$

După ce s-a consumat demarajul în treapta a doua la timpul $t=t_{III}$ se produce trecerea în treapta a treia.

În mod similar ca și pentru treapta a doua rezultă și constanta de integrare pentru celelalte trepte din cutia de viteze V_0^3, V_0^4, V_0^5 etc.

Având constantele de integrare pentru toate treptele din cutia de viteze, în final au fost determinate ecuațiile vitezelor care au următoarele expresii :

$$V_{III} = \frac{k_1^3}{k_2^3} \left[1 - e^{k_2^3 (t_{III} - t)} \right] + V_{III}' (V_{III}'') e^{k_2^3 (t_{III} - t)} \quad (21)$$

$$V_{IV} = \frac{k_1^4}{k_2^4} \left[1 - e^{k_2^4 (t_{IV} - t)} \right] + V_{IV}' (V_{IV}'') e^{k_2^4 (t_{IV} - t)} \quad (22)$$

$$V_k = \frac{k_1^k}{k_2^k} \left[1 - e^{k_2^k (t_k - t)} \right] + V_{(k-1)'} (V_{(k-1)'}) e^{k_2^k (t_k - t)} \quad (23)$$

4. DETERMINAREA TIMPULUI DE DEMARAJ

Relațiile (20), (21), (22) și (23) care ne dau variația vitezei în diferite trepte din cutia de viteze permit și aflarea timpilor de utilizare a diferitelor trepte din cutia de viteze dacă se cunosc vitezele la care se efectuează schimbarea de treaptă. Astfel pentru timpi rezultă următoarele relații :

$$t_{II} = \frac{f}{K_2'} L n \frac{\frac{K_1'}{K_2'}}{\frac{K_1'}{K_2'} - V_I'(V_I'')} \quad (24)$$

$$t_{III} = \frac{f}{K_2^2} L n \frac{V_I'(V_I'') - \frac{K_1^2}{K_2^2}}{V_{II}'(V_{II}'') - \frac{K_1^2}{K_2^2}} + t_{II} \quad (25)$$

$$t_{IV} = \frac{f}{K_2^3} L n \frac{V_{II}'(V_{II}'') - \frac{K_1^3}{K_2^3}}{V_{III}'(V_{III}'') - \frac{K_1^3}{K_2^3}} + t_{III} \quad (26)$$

$$t_{V} = \frac{f}{K_2^4} L n \frac{V_{III}'(V_{III}'') - \frac{K_1^4}{K_2^4}}{V_{IV}'(V_{IV}'') - \frac{K_1^4}{K_2^4}} + t_{IV} \quad (27)$$

și respectiv

$$t_K = \frac{f}{K_2^{(K-1)}} L n \frac{V_{(K-2)}'(V_{(K-2}'') - \frac{K_1^{(K-1)}}{K_2^{(K-1)}}}{V_{(K-1)}'(V_{(K-1}'') - \frac{K_1^{(K-1)}}{K_2^{(K-1)}}} + t_{(K-1)} \quad (28)$$

În cazul cînd se calculează timpul de demaraj pentru ultima treaptă din cutia de viteze se consideră ($V_{(k-1)} = 0,95 V_{\max}$)

5. DETERMINAREA SPAȚIULUI DE DEMARAJ

Spațiul de demaraj se poate determina prin integrarea relației vitezei funcție de timp. Deci cunoscînd expresia vitezei funcție de timp pentru treptele de viteze din cutia de viteze se poate determina spațiul corespunzător.

Astfel pentru treapta întâia din cutia de viteze se poate scrie :

$$S_I = \int_0^t V_I dt \quad (29)$$

Dacă în relația (29) se introduce expresia lui V_I dată de relația (15) se obține :

$$S_I = \int_0^t \frac{k'_1}{k'_2} (t - e^{-k'_2 t}) dt \quad (30)$$

Integrînd relația (30), se obține :

$$S_I = \frac{k'_1}{k'_2} t + \frac{t}{k'_2} (e^{-k'_2 t} - 1) \frac{k'_1}{k'_2} \quad (31)$$

Dacă în relația (31) se înlocuiește timpul curent t cu t_{II} se obține spațiul parcurs de autovehicul în treapta întâia din cutia de viteze, iar expresia are următoarea formă :

$$S_{t_{II}} = \frac{k'_1}{k'_2} \left[t_{II} + \frac{t}{k'_2} (e^{-k'_2 t_{II}} - 1) \right] \quad (32)$$

Pentru treapta a doua din cutia de viteze procedîndu-se la fel se obține relația :

$$S_{II} = \frac{k''_1}{k''_2} (t - t_{II}) + \frac{t}{k''_2} \left[V'_I(V''_I) - \frac{k''_1}{k''_2} \right] \left[1 - e^{k''_2(t_{II} - t)} \right] \quad (33)$$

În mod analog pentru o treaptă oarecare K din cutia de viteze se poate stabili relația generală pentru calculul spațiului. Deci ecuația generală pentru calculul spațiului are următoarea formă :

$$S_K = \frac{k''_K}{k''_2} (t - t_K) + \frac{t}{k''_2} \left[V'_{(K-1)}(V''_{(K-1)}) - \frac{k''_K}{k''_2} \right] \left[1 - e^{k''_2(t_K - t)} \right] \quad (34)$$

În cazul în care viteza din relațiile spațiului de demaraj se introduce în Km/h rezultatul va fi înmulțit cu $\frac{1}{3.6}$

Având acum relațiile de calcul al spațiului pentru diferite trepte din cutia de viteze se poate trasa și variația spațiului de demaraj funcție de viteza autovehiculului. Spațiul de demaraj total va fi :

$$S_d = \sum_{j=1}^{j=k} S_j \quad (35)$$

unde : k — nr. treptelor din cutia de viteze.

Pentru calcularea caracteristicilor de demaraj este necesară determinarea coeficienților K_1^k și K_2^k în funcție de parametrii constructivi ai autovehiculului.

Plecînd de la formula coeficientului K_1^k rezultă :

$$K_1^k = \frac{g}{\sigma_k} \left(\frac{D_{max} + \Delta v + \Delta D V_{min} - \psi \Delta v}{\Delta v} \right) \quad (36)$$

Înlocuind expresiile lui Δv și ΔD se obține :

$$K_1^k = \frac{g}{\sigma_k} \left[\frac{(D_{max} - \psi) V_{max}^k - (D_{min} - \psi) V_{min}^k}{V_{max}^k - V_{min}^k} \right] \quad (37)$$

Înlocuind pe $D_{max} - \psi = D'_{max}$, respectiv $D_{min} - \psi = D'_{min}$, $\frac{D'_{max}}{D'_{min}} = \frac{\eta_1}{\eta_2}$ și $\frac{V_{min}^k}{V_{max}^k} = c$ relația (37) devine :

$$K_1^k = \frac{g}{\sigma_k} D_{max} \left(\frac{1 - \frac{\eta_2}{\eta_1} c}{1 - c} \right) \quad (38)$$

unde :

$$\eta_1 = \frac{M'_{max}}{\eta_{tr} M_{max}} \text{ iar } \eta_2 = \frac{M'_{tr}}{\eta_{tr} M_{max}} \quad (39)$$

Pentru calculul factorului dinamic maxim disponibil pentru demaraj, (D'_{max}) se pleacă de la formula :

$$D'_{max} = \frac{F_R - \frac{K F V_a^2}{13} - G_a \psi}{G_a} \quad (40)$$

Dacă în relația (40) se înlocuiește forța la roata (F_R) în funcție de momentul maxim al motorului se obține :

$$D'_{max} = \frac{i_o \cdot i_k}{rd} \left(\frac{z_t M_{max} - \frac{k F V_a^2}{13} \cdot \frac{rd}{i_o \cdot i_k} - G_a \psi \frac{rd}{i_o \cdot i_k}}{G_a} \right)$$

Numărătorul parantezei poate fi înlocuit cu produsul $\eta_1 M_{max}$ și se obține :

$$D'_{max} = \frac{i_o \cdot i_k}{rd} \cdot \frac{z_t M_{max}}{G_a} \quad (41)$$

Prin analogie pentru factorul dinamic minim disponibil pentru demaraj se obține formula :

$$D_{min} = \frac{i_o \cdot i_k}{rd} \cdot \frac{z_t M_{max}}{G_a} \quad (42)$$

Pentru calculul coeficienților η_1 și η_2 trebuie determinat momentul maxim disponibil pentru accelerarea (M'_{max}) și momentul disponibil corespunzător puterii maxime (M'_N)

$$M'_{max} = z_t M_{max} - \frac{k F V_a^2}{13} \cdot \frac{rd}{i_o \cdot i_k} - G_a \psi \frac{rd}{i_o \cdot i_k} \quad (43)$$

Ținând cont de legătura care există între viteza automobilului și turația motorului, relația momentului maxim disponibil devine :

$$M'_{max} = z_t M_{max} - \frac{k F}{13} \cdot \frac{rd}{i_o \cdot i_k} \cdot 0,377^2 \frac{c^2 n_N^2 r^2 d}{i_o^2 \cdot i_k^2} - G_a \psi \frac{rd}{i_o \cdot i_k} \quad (44)$$

La fel poate fi determinată expresia momentului disponibil corespunzător puterii maxime, care are expresia :

$$M'_N = z_t M_N - \frac{k F}{13} \cdot \frac{rd}{i_o \cdot i_k} \cdot 0,377^2 \frac{n_N^2 r^2 d^2}{i_o^2 \cdot i_k^2} - G_a \psi \frac{rd}{i_o \cdot i_k} \quad (45)$$

Din expresia vitezei maxime $V_{max} = 0,377 \cdot \frac{n_{max} \cdot r_d}{i_o}$ poate fi determinat raportul $\frac{r_d}{i_o}$ astfel :

$$\frac{rd}{i_o} = \frac{V_{max}}{n_{max}} \cdot \frac{1}{0,377} \quad (46)$$

Dacă se înlocuiește relația (46) în relația (41) se obține :

$$M'_{max} = z_{tr} M_{max} - \frac{KF}{13} \frac{V_{max}^3}{n_{max}^3} \cdot \frac{1}{0,377^3} \cdot \frac{0,377^2}{i_k^3} c^2 n_N^2 - \frac{G_a \psi}{0,377 i_k} \frac{V_{max}}{n_{max}}$$

Deoarece turația corespunzătoare puterii maxime (n_N) este foarte apropiată de cea maximă (n_{max}) cu suficientă aproximație ele pot fi considerate ca fiind egale, și deci :

$$M'_{max} \cong z_{tr} M_{max} - \frac{KFC^2}{13 \cdot 0,377 \cdot i_k^3} \cdot \frac{V_{max}^3}{n_N} - G_a \psi \frac{1}{0,377 i_k} \cdot \frac{V_{max}}{n_N} \quad (47)$$

Corespunzător

$$M'_N \cong z_{tr} M_N - \frac{KF}{13 \cdot 0,377 \cdot i_k^3} \cdot \frac{V_{max}^3}{n_N} - \frac{G_a \psi}{0,377 i_k} \cdot \frac{V_{max}}{n_N} \quad (48)$$

În relațiile (47) și (48) pot fi făcute următoarele înlocuiri :

$$A_0 = \frac{KF}{13 \cdot 0,377 \cdot i_k^3} \cdot \frac{V_{max}}{n_N} \quad (49)$$

$$A_1 = \frac{\psi}{0,377 \cdot i_k} \cdot \frac{V_{max}}{n_N} \quad (50)$$

Deci expresiile (47) și (48) vor avea următoarele forme :

$$M'_{max} \cong z_{tr} M_{max} - A_0 c^2 V_{max}^2 - A_1 G_a \quad (51)$$

$$M'_N \cong z_{tr} M_N - A_0 V_{max}^2 - A_1 G_a \quad (52)$$

După cum rezultă din relația (49) coeficientul A_0 depinde de forma aerodinamică a autovehiculului (KF), de raportul de transmitere din cutia de viteze (i_k), de turația corespunzătoare puterii maxime (n_N) și de viteza maximă (V_{max}). Considerînd aproximativ constant produsul KF pentru autobuzele urbane, se poate calcula variația lui (A_0) pentru diferite rapoarte de transmitere din cutia de viteze și pentru diferite valori ale raportului dintre viteza maximă (V_{max}) și turația corespunzătoare puterii maxime.

Pentru coeficientul A_1 considerînd un drum de calitate bună ($\psi = 0,02$) se pot determina valorile lui corespunzătoare diferitelor rapoarte de transmitere din cutia de viteze și diferitelor rapoarte între viteza maximă și turația corespunzătoare puterii maxime.

Dacă în relația (38) a coeficientului K_1^k se înlocuiește expresia factorului dinamic maxim disponibil pentru demaraj dată de relația (41) se obține că :

$$K_1^k = \frac{g}{\sigma_k} \left[\frac{1 - \frac{z_2}{z_1} C}{1 - C} \right] \frac{i_o \cdot i_k \cdot z_1 M_{max} \cdot z_{tr}}{rd \cdot G_a} \quad (53)$$

În relația (53) raportul $\frac{r_d}{i_o}$ poate fi înlocuit cu expresia dată de relația (46), obținind expresia coeficientului K_1^k

$$K_1^k = \frac{3,6g}{\sigma_k} \left[\frac{1 - \frac{z_2}{z_1} C}{1 - C} \right] \frac{i_k \cdot z_1 \cdot z_{tr} M_{max}}{G_a} \frac{\eta_N}{V_{max}} 0,377 \quad (54)$$

Pentru determinarea coeficientului K_2^k se pleacă de la relația

$$K_2^k = \frac{g}{\sigma_k} \cdot \frac{\Delta D}{\Delta V} \quad (55)$$

Înlocuind în relația (55) pe ΔD și ΔV cu expresiile lor și ținând cont că viteza să se poată înlocui în Km/h se obține :

$$K_2^k = \frac{3,6g}{\sigma_k} \cdot \frac{D_{max} - D_{min}}{V_{max}^k - V_{min}^k} = \frac{3,6g}{\sigma_k} \cdot \frac{D'_{max} - D'_{min}}{V_{max}^k - V_{min}^k} \quad (56)$$

Dacă în relația (56) se înlocuiește viteza maximă pentru o treaptă oarecare (V_{max}^k) în funcție de turație și factorul dinamic disponibil maxim (D'_{max}) cu expresia dată de relația (41) se obține :

$$K_2^k = \frac{3,6g}{\sigma_k} \cdot \frac{i_o \cdot i_k \cdot z_1 M_{max} \cdot z_{tr}}{rd \cdot G_a} \cdot \frac{i_o \cdot i_k}{0,377 \eta_N \cdot r_d} \left(\frac{1 - \frac{z_2}{z_1}}{1 - C} \right) \quad (57)$$

În relația (57) raportul $\frac{r_d}{i_o}$ poate fi înlocuit cu expresia dată de relația (46) și dacă se face aproximarea că $\eta_{max} \approx \eta_N$, atunci se obține :

$$K_2^k = \frac{3,6g}{\sigma_k} \left(\frac{1 - \frac{z_2}{z_1}}{1 - C} \right) \frac{i_k^2 \cdot z_1 \cdot M_{max} \cdot z_{tr}}{G_a} \cdot \frac{\eta_N}{V_{max}^2} 0,377 \quad (58)$$

Deoarece în relațiile timpului și spațiului de demaraj intră raportul $\frac{K_1^k}{K_2^k}$ relația acestui raport are următoarea formă :

$$\frac{K_1^k}{K_2^k} = \frac{3,6g}{\delta_K} \left(\frac{1 - \frac{\eta_2}{\eta_1} C}{1 - C} \right) \frac{i_k \eta_1 M_{max} \eta_{tr}}{G_a} \frac{\eta_N}{V_{max}} \frac{\delta_k}{0,377} \frac{G_0 \left(\frac{1-C}{1 - \frac{\eta_2}{\eta_1}} \right)}{i_k^2 \eta_1 M_{max} \eta_{tr}} \cdot \frac{V_{max}^2}{\eta_N 0,377} \quad (59)$$

Făcînd simplificările posibile (59) devine :

$$\frac{K_1^k}{K_2^k} = \frac{V_{max}}{L_K} \left(\frac{1 - \frac{\eta_2}{\eta_1} C}{1 - \frac{\eta_2}{\eta_1}} \right) \quad (60)$$

Avînd determinate relațiile necesare calculului analitic al timpului și spațiului de demaraj se poate trece la calculul acestor mărimi. Acest calcul se face pentru autobuzul urban TV-2 U.E. de fabricație românească, avînd o capacitate totală de 85 persoane. Pe autobuz este montat un motor experimental SR-215 cu carburator avînd 8 cilindri în V și o putere de 150 CP, la 3600 rot/min și cutia de viteze mecanică. Momentul maxim al motorului este de 35,2 Kgfm la 2000 rot/min, iar momentul la puterea maximă de 30 Kgfm.

În calcul se consideră că automobilul se deplasează pe un drum de asfalt caracterizat de un coeficient de rezistență la rulare $\psi = 0,02$.

Pentru calculul timpului și spațiului de demaraj funcție de viteza de deplasare a automobilului este necesar a determina inițial coefi-

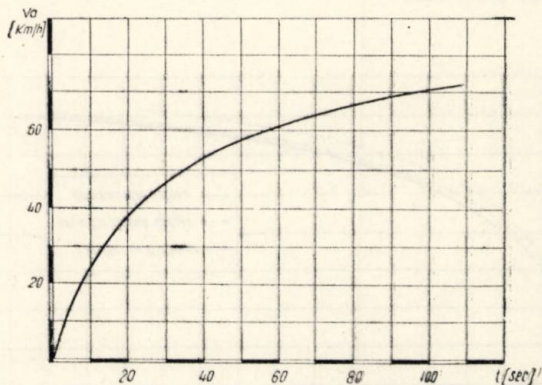


Fig. 6

cientul K_2^k dat de relația (58) și raportul $\frac{K_1^k}{K_2^k}$ dat de relația (60). În acest sens inițial trebuie să se determine coeficienții η_1 și η_2 din relațiile amintite în funcție de momentul maxim disponibil pentru

accelerarea ($M'_{\max}$) și momentul disponibil corespunzător puterii maxime (M'_N).

Având valorile coeficientului K_2^k și a raportului $\frac{K_1^k}{K_2^k}$ se poate calcula timpul și spațiul de demaraj funcție de viteză.

Cu datele calculate s-a construit curba de variație a timpului și spațiului de demaraj funcție de viteză, variație care este dată în figura 6 și 7.

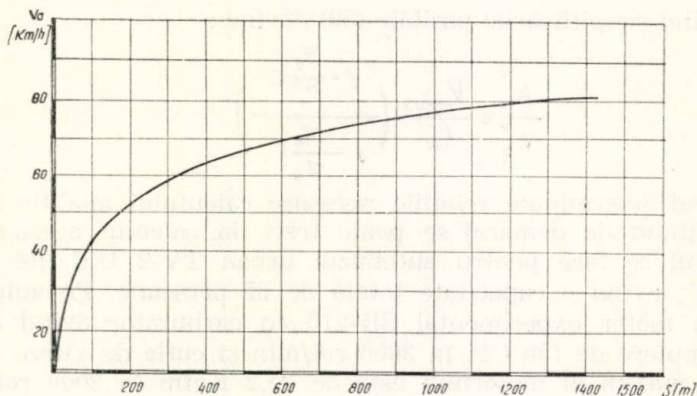


Fig. 7

Pentru a face o comparație între calitățile de demaraj calculate analitic cu metoda propusă și cele obținute prin metodele folosite la ora actuală s-au calculat calitățile de demaraj prin metoda grafo-analitică pentru același autobuz.

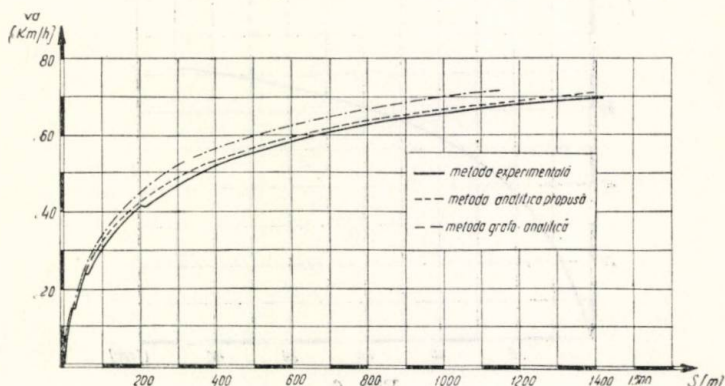


Fig. 8

Pentru a compara rezultatele obținute prin metoda analitică propusă cu cele obținute prin metoda grafo-analitică și cea experimentală

în figura 8 este dată variația timpului de demaraj obținută prin cele trei metode, iar în figura 9 variația spațiului de demaraj pentru aceleași cazuri.

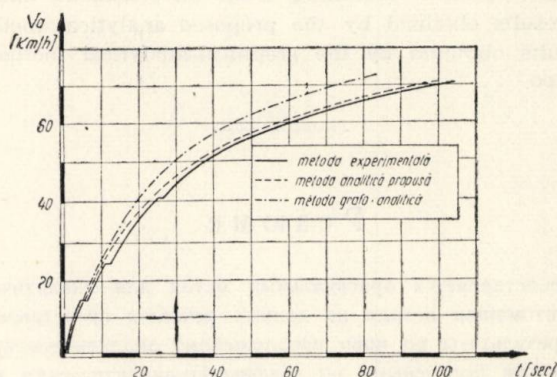


Fig. 9

Din compararea diagramei prezentate reiese că atât mărimea timpului de demaraj cât și a spațiului de demaraj obținută prin calculul analitic propus este mai mare decât valorile obținute prin metoda mixtă (grafo-analitică), lucru ce face ca rezultatele obținute prin metoda analitică propusă să fie mult mai apropiate de rezultatele obținute pe cale experimentală.

În concluzie se poate arăta că metoda analitică propusă dă rezultate apropiate de cele obținute experimental, iar determinarea calităților de demaraj prin această metodă se face mult mai simplu decât prin celelalte metode. De asemenea trebuie arătat că pentru calculul analitic cu metoda propusă sînt suficiente date prezentate în prospectele autovehiculelor.

Bibliografie

1. GHIULAI, C.: *Mecanica automobilului*. Ed. teh. 1965.
2. BUSSIEN, R.: *Automobiltechnisches Handbuch*. Vol. II. Ed. 17 și 18, Berlin, Technischer Verlag, Herbert Crom, 1965.
3. UNTARU, M., CÎMPEANU V., SEITZ, N. și SOARE I.: *Automobile*. Buc. Ed. didact. și ped. 1968.
4. FORSTER, H. J.: *Das neue automatische Getriebe von Daimler Benz*. ATZ, Nr. 9, 1961.
5. FALKEWICI, B. S.: *Teoria automobilia*. Moskva, Mașghiz, 1963.
6. KREINDLER, C.: *Curs de matematici superioare*. București, Ed. tehnică, 1956.

Abstract

In this work is shown an original method for analytical computation of motor vehicle start features beginning from advertisement dates given in the prospectus. The results obtained by the proposed analytical methods are compared with the results obbtained by the graphical-analytical method and by experimental method too.

Резюме

В работе представляется оригинальный метод для аналитического исчисления качеств разбега автомашин исходя из данных рекламы представленных в проспекте.

Полученный результаты по ново предложенному аналитическому методу, сравниваются с результатами полученными по графическо-аналитическим и экспериментальным методом.

ASUPRA DINAMICII MASEI SUSPENSATE A AUTOMOBILELOR

GH. DELIU

Într-o lucrare anterioară [1], s-a studiat cinematica masei suspendate a automobilelor, pe un model matematic cu șase grade de libertate, care putea descrie orice mișcare a vehiculului din punctul de vedere al așa-numitei „dinamici transversale“.

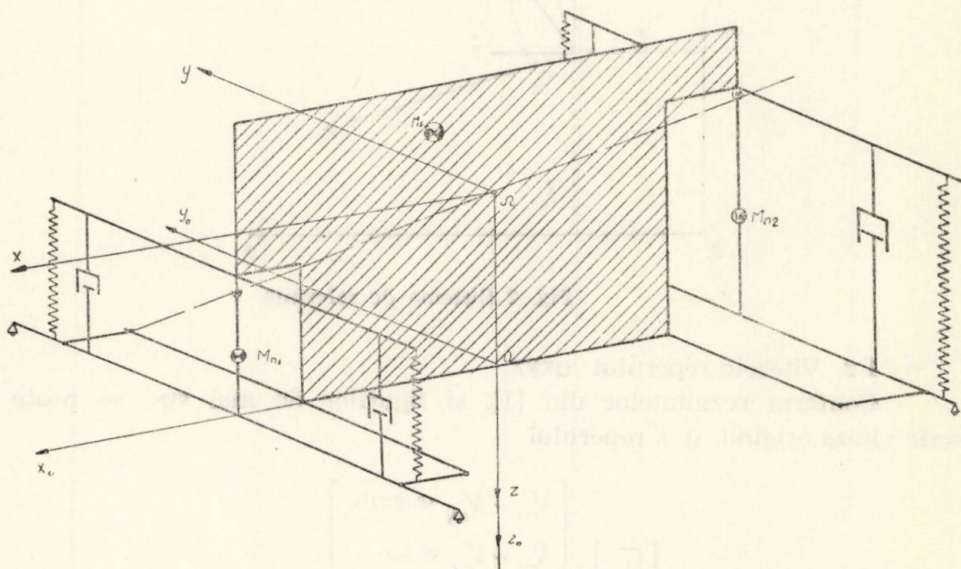


Fig. 1 Schema simplificată de vehicul corespunzătoare modelului folosit

Lucrarea de față se ocupă de dinamica masei suspendate a automobilelor, folosind un model matematic cu patru grade de libertate. Schema simplificată de vehicul, corespunzătoare acestui model este redată în figura 1.

I. Cinematica masei suspendate.

I.1. Sisteme de referință.

Poziția masei suspendate este raportată la trei sisteme de referință, și anume :

- sistemul fix $O_1 \xi \eta \zeta$, avînd planul $O_1 \xi \eta$ situat în planul drumului ;
- sistemul „antrenat“ $Ox_0 y_0 z_0$, mobil odată cu întregul vehicul ;
- sistemul solidar cu masa suspendată Ωxyz , figura 1 și figura 2.

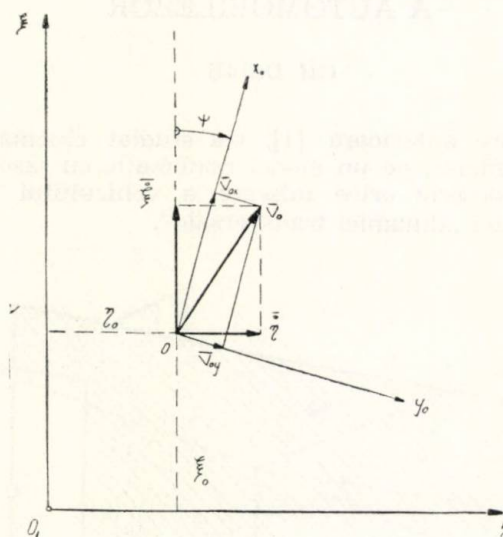


Fig. 2 Sisteme de referință

1.2. Vitezele reperului Ωxyz

Conform rezultatelor din [1], și figurilor de mai sus, se poate scrie viteza originii Ω a reperului :

$$\left[\bar{V}_\Omega \right]_\Omega = \begin{bmatrix} V_{0x} + V_{0y} \varphi \sin \lambda \\ V_{0y} - V_{0x} \varphi \sin \lambda \\ - V_{0y} \varphi \cos \lambda \end{bmatrix} \quad (1)$$

și, viteza unghiulară a reperului

$$\bar{\omega} = \bar{\psi} \cdot \bar{\varphi} \quad (2)$$

adică

$$\left[\bar{\omega} \right]_n = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \cos \lambda \\ \dot{\varphi} \varphi \cos \lambda \\ \dot{\varphi} + \dot{\varphi} \sin \lambda \end{bmatrix} \quad (3)$$

II. Deducerea ecuațiilor de mișcare a masei suspendate.
Se folosesc pentru aceasta ecuațiile lui Lagrange de forma

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (4)$$

în care coordonata generalizată q_i va fi, pe rînd ξ , η , ψ și φ .

II.1. Energia cinetică a masei suspendate.

Mișcarea masei suspendate fiind generală, energia sa cinetică va avea expresia :

$$E_s = \frac{1}{2} \left\{ M_s V_n^2 + 2 M_s \bar{V}_n (\bar{\omega} \times \bar{\rho}_{cs}) + \int (\bar{\omega} \times \bar{\rho})^2 \cdot dm \right\} \quad (5)$$

în care

$$\left[\rho_{cs} \right]_n = \begin{bmatrix} c \\ 0 \\ -h \end{bmatrix} \quad (6)$$

și

$$\left[\bar{\rho} \right]_n = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (6')$$

Făcînd înlocuirile în (5), se obține :

$$\begin{aligned} E_s = & \frac{1}{2} M_s (V_x^2 + V_y^2 + V_z^2) + \frac{1}{2} J_x \omega_x^2 + \frac{1}{2} J_y \omega_y^2 + \frac{1}{2} J_z \omega_z^2 + \\ & + M_s c (V_y \omega_z - V_z \omega_y) + M_s h (V_y \omega_x - V_x \omega_y) - J_{xz} \omega_x \omega_z \end{aligned} \quad (7)$$

II.1.1. Derivatele energiei cinetice a masei suspendate.

Pentru a deriva expresia (7) în raport cu coordonata generalizată q_i (sau $\dot{q}_i$) se poate scrie :

$$\frac{\partial E_s}{\partial q_i} = \frac{\partial E_s}{\partial V_x} \frac{\partial V_x}{\partial q_i} + \frac{\partial E_s}{\partial V_y} \frac{\partial V_y}{\partial q_i} + \frac{\partial E_s}{\partial V_z} \frac{\partial V_z}{\partial q_i} + \frac{\partial E_s}{\partial \omega_x} \frac{\partial \omega_x}{\partial q_i} +$$

(8)

$$\frac{\partial E_s}{\partial \omega_y} \frac{\partial \omega_y}{\partial q_i} + \frac{\partial E_s}{\partial \omega_z} \frac{\partial \omega_z}{\partial q_i}$$

Obținem astfel :

$$\frac{\partial E_s}{\partial \xi} = \frac{\partial E_s}{\partial \eta} = 0$$

(9)

$$\frac{\partial E_s}{\partial \psi} = -M_s [V_{oy} \dot{\psi} \varphi e + V_{ox} (\dot{\psi} e + \dot{\psi} c)]$$

(10)

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_s}{\partial \varphi} = & M_s [(V_{ox}^2 + V_{oy}^2) \varphi \sin^2 \lambda - V_{ox} e (\dot{\psi} + \dot{\psi} \sin \lambda) - \\ & - V_{oy} \dot{\psi} \varphi \cos \lambda (2h \sin \lambda - c \cos \lambda)] + J_y \dot{\psi}^2 \varphi \cos^2 \lambda \end{aligned}$$

(11)

$$\frac{\partial E_s}{\partial \xi} = M_s [(V_{ox} - \dot{\psi} \varphi e) \cos \psi - (V_{oy} + \dot{\psi} e + c \dot{\psi}) \sin \psi]$$

(12)

$$\frac{\partial E_s}{\partial \eta} = M_s [(V_{oy} + \dot{\psi} e + c \dot{\psi}) \cos \psi + (V_{ox} - \dot{\psi} \varphi e) \sin \psi]$$

(13)

$$\frac{\partial E_s}{\partial \dot{\psi}} = M_s (V_{oy} c - V_{ox} e \varphi) + \dot{\psi} (J_z \sin \lambda - J_{xz} \cos \lambda) + J_z \dot{\psi}$$

(14)

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_s}{\partial \dot{\varphi}} = & M_s e (V_{oy} - V_{ox} \varphi \sin \lambda) + \dot{\psi} (J_x \cos^2 \lambda - 2J_{xz} \sin \lambda \cos \lambda + J_z \sin^2 \lambda) + \\ & + \dot{\psi} (J_z \sin \lambda - J_{xz} \cos \lambda). \end{aligned}$$

(15)

Derivând în raport cu timpul, vom avea :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_s}{\partial \dot{\xi}}\right) = M_s \left[(\dot{V}_{ox} - \ddot{\psi} \varphi_e - \dot{\psi} \varphi_e) \cos \psi - (V_{ox} - \dot{\psi} \varphi_e) \dot{\psi} \sin \psi - \right. \\ \left. - (\dot{V}_{oy} + \dot{\psi} e - \ddot{\psi} c) \sin \psi - (V_{oy} + \dot{\psi} e + \dot{\psi} c) \dot{\psi} \cos \psi \right] \quad (16)$$

și

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_s}{\partial \dot{\eta}}\right) = M_s \left[(\dot{V}_{oy} + \dot{\psi} e + \ddot{\psi} c) \cos \psi - (V_{oy} + \dot{\psi} e + \dot{\psi} c) \dot{\psi} \sin \psi + \right. \\ \left. + (\dot{V}_{ox} - \dot{\psi} \varphi_e - \ddot{\psi} \varphi_e) \sin \psi + (V_{ox} - \dot{\psi} \varphi_e) \dot{\psi} \cos \psi \right] \quad (17)$$

Întrucît este rațional a se măsura forțele ce acționează asupra automobilului pe direcțiile Ox_0 și Oy_0 (forțe longitudinale și laterale), este necesar a găsi componentele forțelor de inerție, date de (16) și (17), pe aceste direcții. Dacă le notăm cu P_{sx} și P_{sy} , aceste forțe vor fi, conform figurii 2 :

$$\begin{cases} P_{sx} = \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_s}{\partial \dot{\xi}}\right) \cdot \cos \psi + \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_s}{\partial \dot{\eta}}\right) \cdot \sin \psi \\ P_{sy} = \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_s}{\partial \dot{\eta}}\right) \cdot \cos \psi - \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_s}{\partial \dot{\xi}}\right) \cdot \sin \psi \end{cases} \quad (18)$$

adică

$$\begin{cases} P_{sx} = M_s (\dot{V}_{ox} - V_{oy} \dot{\psi} - \dot{\psi}^2 c - \ddot{\psi} \varphi_e - 2 \dot{\psi} \dot{\psi} e) \\ P_{sy} = M_s (\dot{V}_{oy} + V_{ox} \dot{\psi} - \dot{\psi}^2 \varphi_e + \ddot{\psi} e + \ddot{\psi} c) \end{cases} \quad (19)$$

II.2. Energia cinetică a maselor nesuspendate.

Masele nesuspendate avînd mișcare plan-paralelă, energia lor cinetică va fi, conform teoremei lui König :

$$E_n = \frac{1}{2} M_{n_1} [V_{ox}^2 + (V_{oy} + a \dot{\psi})^2] + \frac{1}{2} J_{zn_1} \dot{\psi}^2 + \\ + \frac{1}{2} M_{n_2} [V_{ox}^2 + (V_{oy} - b \dot{\psi})^2] + \frac{1}{2} J_{zn_2} \dot{\psi}^2 \quad (20)$$

II.2.1. Derivatele energiei cinetice a maselor nesuspendate.
Vom putea scrie :

$$\frac{\partial E_n}{\partial q_i} = \frac{\partial E_n}{\partial V_{ox}} \frac{\partial V_{ox}}{\partial q_i} + \frac{\partial E_n}{\partial V_{oy}} \frac{\partial V_{oy}}{\partial q_i} \quad (21)$$

obținînd :

$$\frac{\partial E_n}{\partial \xi} = \frac{\partial E_n}{\partial \eta} = \frac{\partial E_n}{\partial \psi} = 0 \quad (22)$$

$$\frac{\partial E_n}{\partial \dot{\psi}} = V_{ox} (M_{n_2} b - M_{n_1} a) \dot{\psi} \quad (23)$$

și

$$\frac{\partial E_n}{\partial \xi} = (M_{n_1} + M_{n_2}) V_{ox} \cos \psi - [M_{n_1} (V_{oy} + a \dot{\psi}) + M_{n_2} (V_{oy} - b \dot{\psi})] \sin \psi \quad (24)$$

$$\frac{\partial E_n}{\partial \eta} = [M_{n_1} (V_{oy} + a \dot{\psi}) + M_{n_2} (V_{oy} - b \dot{\psi})] \cos \psi + (M_{n_1} + M_{n_2}) V_{ox} \sin \psi \quad (25)$$

$$\frac{\partial E_n}{\partial \dot{\psi}} = (M_{n_1} a - M_{n_2} b) V_{oy} + \dot{\psi} (M_{n_1} a^2 + M_{n_2} b^2 + J_{zn_1} + J_{zn_2}) \quad (26)$$

$$\frac{\partial E_n}{\partial \dot{\psi}} = 0 \quad (27)$$

Derivatele în raport cu timpul vor fi :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_n}{\partial \xi} \right) &= (M_{n_1} + M_{n_2}) (\dot{V}_{ox} \cos \psi - V_{ox} \dot{\psi} \sin \psi) - [M_{n_1} (\dot{V}_{oy} + a \ddot{\psi}) + \\ &+ M_{n_2} (\dot{V}_{oy} - b \ddot{\psi})] \sin \psi - [M_{n_1} (V_{oy} + a \dot{\psi}) + M_{n_2} (V_{oy} - b \dot{\psi})] \dot{\psi} \cos \psi \end{aligned} \quad (28)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_n}{\partial \dot{\psi}} \right) = (M_{n_1} + M_{n_2}) (\dot{V}_{ox} \sin \psi + V_{ox} \dot{\psi} \cos \psi) + \left[M_{n_1} (\dot{V}_{oy} + a \dot{\psi}) + \right. \\ \left. + M_{n_2} (\dot{V}_{oy} - b \dot{\psi}) \right] \cos \psi - \left[M_{n_1} (V_{oy} + a \dot{\psi}) + M_{n_2} (V_{oy} - b \dot{\psi}) \right] \dot{\psi} \sin \psi \quad (29)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_n}{\partial \dot{\psi}} \right) = (M_{n_1} a - M_{n_2} b) \dot{V}_{oy} + (J_{zn_1} + J_{zn_2} + M_{n_1} a^2 + M_{n_2} b^2) \ddot{\psi} \quad (30)$$

Repetind raționamentul de la punctul II.1.1., vom putea scrie forțele de inerție, longitudinală și laterală, P_{nx} și P_{ny} , după cum urmează :

$$\begin{cases} P_{nx} = (M_{n_1} + M_{n_2}) (\dot{V}_{ox} - V_{oy} \dot{\psi}) - (M_{n_1} a - M_{n_2} b) \dot{\psi}^2 \\ P_{ny} = (M_{n_1} + M_{n_2}) (\dot{V}_{oy} + V_{ox} \dot{\psi}) + (M_{n_1} a - M_{n_2} b) \dot{\psi} \end{cases} \quad (31)$$

II.3. Energia potențială.

Energia potențială va fi formată din lucrul mecanic produs prin deformarea suspensiei, minus lucrul mecanic al greutății suspendate.

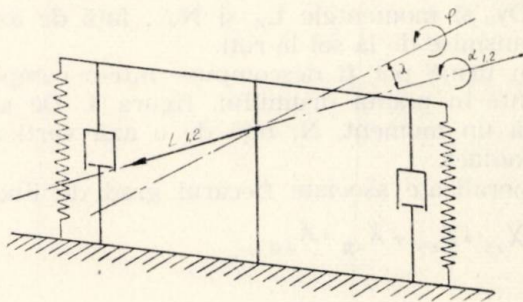


Fig. 3 Schema simplificată a suspensiilor

Vom avea deci :

$$E_p = \int_0^{\varphi \cos \lambda} L_1(\alpha) \cdot d\alpha + \int_0^{\varphi \cos \lambda} L_2(\alpha) \cdot d\alpha - \frac{1}{2} M_s \cdot g \cdot \varphi^2 \cdot e \cdot \cos \lambda \quad (32)$$

II.4. Funcția disipativă.

Disiparea de energie este funcție numai de viteza unghiulară de rulu, și atunci va avea forma :

$$D = \int_0^{\dot{\varphi} \cos \lambda} \beta_1(\dot{\alpha}) \cdot d\dot{\alpha} + \int_0^{\dot{\varphi} \cos \lambda} \beta_2(\dot{\alpha}) \cdot d\dot{\alpha} \quad (33)$$

II.5. Derivatele energiei potențiale și funcției disipative.
Se vede ușor că :

$$\frac{\partial E_P}{\partial \xi} = \frac{\partial E_P}{\partial \eta} = \frac{\partial E_P}{\partial \psi} = \frac{\partial D}{\partial \xi} = \frac{\partial D}{\partial \eta} = \frac{\partial D}{\partial \psi} = 0 \quad (34)$$

și

$$\frac{\partial E_P}{\partial \varphi} = L_1(\varphi \cos \lambda) \cdot \cos \lambda + L_2(\varphi \cos \lambda) \cdot \cos \lambda - M_s \cdot g \cdot e \cdot \varphi \cdot \cos \lambda \quad (35)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}} = \beta_1(\dot{\varphi} \cos \lambda) \cdot \cos \lambda + \beta_2(\dot{\varphi} \cos \lambda) \cdot \cos \lambda \quad (36)$$

II.6. Forțele generalizate exterioare ce acționează asupra vehiculului, Q_i .

Forțele exterioare aplicate automobilului pot fi numai de două proveniențe și anume :

- forțe aerodinamice, cu componentele X_w și Y_w pe direcțiile Ox_0 și Oy_0 și momentele L_w și N_w , față de axele Ox_0 și Oz_0 .
- forțe transmise de la sol la roți.

Acestea din urmă pot fi descompuse într-o componentă verticală și două componente în planul drumului, figura 4. De asemenea asupra pneului acționează un moment, N , față de o axă verticală trecînd prin centrul petei de contact.

Forțele generalizate asociate fiecărui grad de libertate vor fi :

$$Q_x = X_w + X_{1s} + X_{2s} + X_{1D} + X_{2D} \quad (37)$$

$$Q_y = Y_w + Y_{1s} + Y_{2s} + Y_{2D} + Y_{1D} \quad (38)$$

$$Q_\varphi = N_w + a(Y_{1s} + Y_{1D}) - b(Y_{2s} + Y_{2D}) + N_{1s} + N_{1D} + N_{2s} + N_{2D} + \frac{B_1}{2}(X_{1s} - X_{1D}) + \frac{B_2}{2}(X_{2s} - X_{2D}) \quad (39)$$

$$Q_{\varphi} = L_w \cdot \cos \lambda + \left[N_w + N_{1s} + N_{1D} + N_{2s} + N_{2D} + \frac{B_1}{2} (X_{1s} - X_{1D}) + \right. \\ \left. + \frac{B_2}{2} (X_{2s} - X_{2D}) \right] \sin \lambda \quad (40)$$

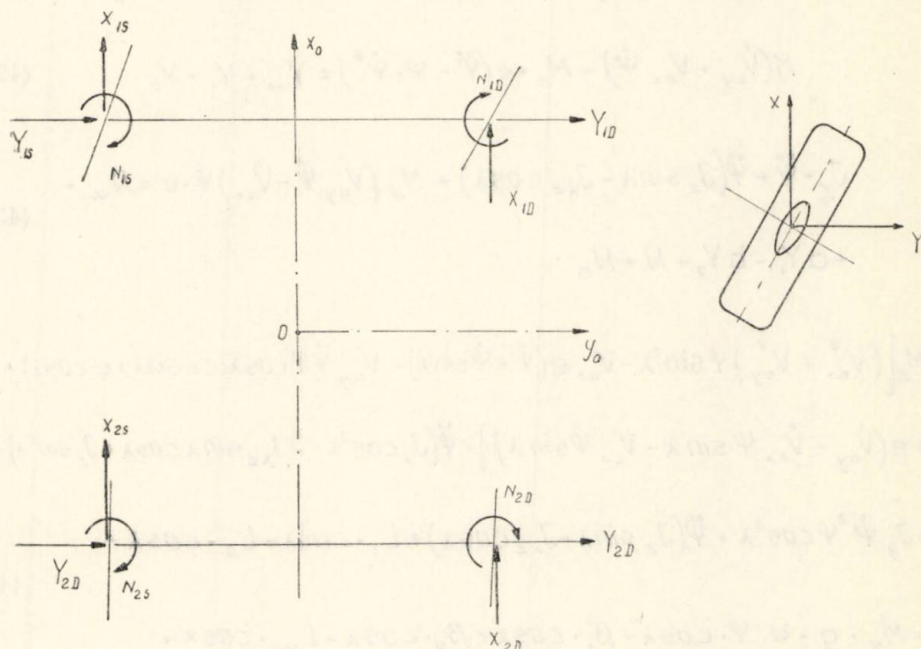


Fig. 4 Forțe și momente transmise de sol roților

III. Ecuațiile de mișcare.

Se poate scrie acum câte o ecuație de tip (4) pentru fiecare variabilă independentă ξ , η , ψ și φ . Astfel, cu următoarele notații:

$$M = M_s + M_{n_1} + M_{n_2}$$

$$J_z = J_z + M_{n_1} a^2 + M_{n_2} b^2 + J_{zn_1} + J_{zn_2}$$

$$X_i = X_{1s} + X_{1D} \quad ; \quad Y_i = Y_{1s} + Y_{1D}$$

$$X_2 = X_{2S} + X_{2D} ; \quad Y_2 = Y_{2S} + Y_{2D}$$

$$N = N_{1S} + N_{1D} + N_{2S} + N_{2D} ; \quad N_B = (X_{1S} - X_{1D}) \frac{B_1}{2} + (X_{2S} - X_{2D}) \frac{B_2}{2}$$

ecuațiile diferențiale ale mișcării devin :

$$M(\ddot{V}_{ox} - V_{oy} \dot{\psi}) - M_S \cdot e \cdot (\ddot{\psi} \varphi + 2 \dot{\psi} \dot{\varphi}) = X_w + X_1 + X_2 \quad (41)$$

$$M(\ddot{V}_{oy} + V_{ox} \dot{\psi}) + M_S \cdot e \cdot (\ddot{\varphi} - \varphi \cdot \dot{\psi}^2) = Y_w + Y_1 + Y_2 \quad (42)$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} + \ddot{\varphi} (J_z \sin \lambda - J_{xz} \cos \lambda) + M_S (V_{oy} \dot{\psi} - \dot{V}_{ox}) \varphi \cdot e = N_w + \\ + a Y_1 - b Y_2 + N + N_B \quad (43)$$

$$M_S \left[(V_{ox}^2 + V_{oy}^2) \varphi \sin^2 \lambda - V_{ox} e (\dot{\psi} + \dot{\psi} \sin \lambda) - V_{oy} \dot{\psi} \varphi \cos \lambda (2e \sin \lambda + c \cdot \cos \lambda) + \right. \\ \left. + e (\dot{V}_{oy} - \dot{V}_{ox} \varphi \sin \lambda - V_{ox} \dot{\psi} \sin \lambda) \right] + \ddot{\varphi} (J_x \cos^2 \lambda - 2J_{xz} \sin \lambda \cos \lambda + J_z \sin^2 \lambda) + \\ + J_y \dot{\psi}^2 \varphi \cos^2 \lambda + \ddot{\psi} (J_z \sin \lambda - J_{xz} \cos \lambda) + L_1 \cdot \cos \lambda + L_2 \cdot \cos \lambda - \\ (44)$$

$$- M_S \cdot g \cdot e \cdot \varphi \cdot \cos \lambda + \beta_1 \cdot \cos \lambda + \beta_2 \cdot \cos \lambda = L_w \cdot \cos \lambda +$$

$$+ (N_w + N + N_B) \sin \lambda$$

Ecuațiile astfel determinate vor fi folosite în continuare la studiul criteriilor de stabilitate a automobilelor.

•
•

Notatii

- a, b — distanța pe orizontală de la puntea din față, respectiv din spate, la centrul de masă al întregului vehicul.
B₁, B₂ — ecartamentul, în față și, respectiv, în spate.

c	— abscisa centrului masei suspendate în sistemul Ωxyz .
D	— funcția disipativă.
e	— distanța de la centrul masei suspendate la axa de ruliu.
E_s	— energia cinetică a masei suspendate.
E_n	— energia cinetică a maselor nesuspendate.
E_p	— energia potențială.
g	— accelerația gravitațională.
h	— cota centrului masei suspendate față de axa Ωx .
I_x, I_y, I_z	— momentele de inerție axiale ale masei suspendate față de axele reperului mobil
I_{xz}	— analog, momentul centrifugal.
I_{zn_1}, I_{zn_2}	— momentele de inerție ale maselor nesuspendate din față, respectiv din spate, față de axe verticale ce trec prin centrele proprii de masă.
l	— ampatamentul.
L_w	— momentul aerodinamic față de axa Ωx .
L_1, L_2	— momentul forțelor din resoartele suspensiei față de axe orizontale ce trec prin centrele de ruliu, față și spate.
M_s	— masa suspendată.
M_{n_1}, M_{n_2}	— masa nesuspendată din față, respectiv spate.
N_w	— momentul aerodinamic față de axa Ωx .
$N_{1s,D}, N_{2s,D}$	— momente aplicate de sol roților, față de axe verticale.
O	— origina sistemului „antrenat” $Ox_o y_o z_o$.
Q	— forța generalizată.
$\vec{V}$	— vectorul viteză.
V_{ox}, V_{oy}	— proiecțiile pe axele Ox_o și Oy_o ale vitezei punctului O .
X_w, Y_w	— proiecțiile forței aerodinamice pe axele Ox_o și Oy_o .
X, Y	— proiecțiile forțelor la roată pe direcțiile Ox_o și Oy_o .
α_1, α_2	— unghiul de rotație al masei suspendate față de o axă orizontală ce trece prin centrul de ruliu, față și în spate.
β_1, β_2	— momentele amortizoarelor față de axe orizontale trecînd prin centrele de ruliu, în față și în spate.
λ	— unghiul între axa de ruliu și axa Ωx .
ξ_o, η_o	— coordonatele originii O în sistemul fix $O_1 \xi \eta \zeta$.
ξ, η	— proiecțiile vitezei originii O pe direcțiile $O_1 \xi$ și $O_1 \eta$.
φ	— unghiul de ruliu al masei suspendate.
ψ	— unghiul de „cap”.
Ω	— origina sistemului de axe mobil Ωxyz .
$\omega_x, \omega_y, \omega_z$	— componentele vitezei unghiulare absolute a masei suspendate în reperul mobil Ωxyz .

Bibliografie

1. GH. DELIU : *Sur la cinématique de la masse suspendue des automobiles*. Bul. Inst. pol. Iași. Tomul XIV (XVIII), fasc. 1—2, pag. 483—492, 1968.
2. H. B. PACEJKA : *De bestudering van hef gedrag van een zich over vlakke horizontale weg bewegende auto, m.b.v. een elektronische analoogmachine*. Technische Hogeschool, Delft, Holland, Laboratorium voor Voertuigtechniek, 1958.

Abstract

The author deduces the equations of motion of the sprungmass by means of a mathematical model with four degrees of freedom.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XI — 1969

Tehnologia construcției de mașini

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XI — 1969

The technology of mechanical engineering

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XI — 1969

Technologie de construction des machines

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XI — 1969

Technologie des Maschinenbaues

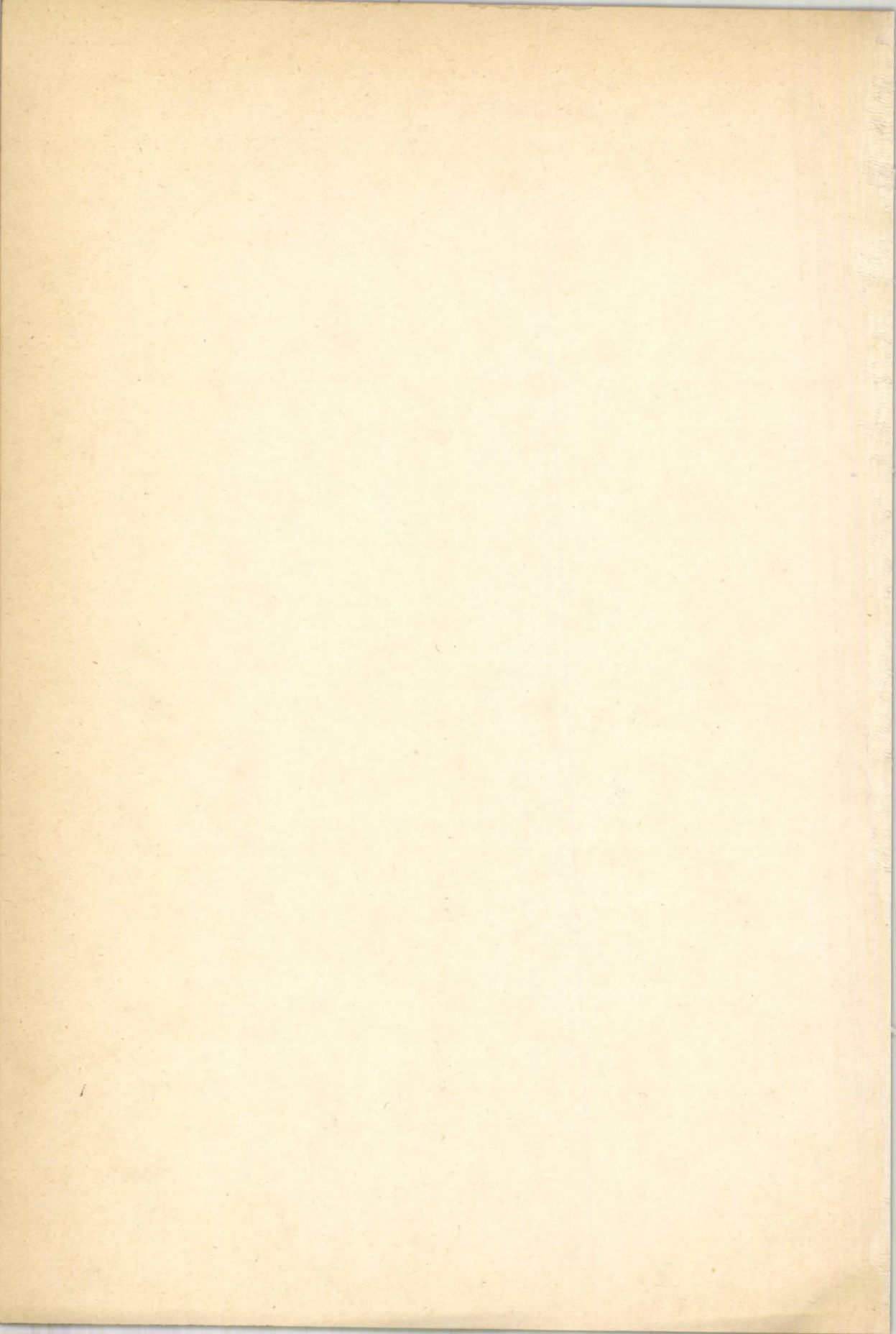
★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XI — 1969

Технология машиностроения



CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA ÎMBĂTRÎNIRII TABLELOR ASUPRA CAPACITĂȚII LOR DE AMBUTISARE

ION STĂNESCU, ION TUREAC, VASII SANDA, ȘUTEU VIRGIL

În ultima vreme presarea la rece s-a dovedit unul din procedeele moderne de prelucrare a metalelor, oferind o serie de avantaje de ordin tehnic și economic, fapt care a determinat în numeroase cazuri înlocuirea operațiilor de așchiere și turnare, cu operații de presare la rece.

În prelucrarea tablelor, intervin frecvent operații de ambutisare adîncă și foarte adîncă.

Ambutisarea (ne referim în special la ambutisarea adîncă) ridică o serie de probleme dificile în legătură cu calitatea tablelor de oțel destinate acestei operații.

Această calitate, sau mai precis capacitatea tablei de a fi ambutisată este variabilă în timp, la marea majoritate a mărcilor de oțeluri folosite la ambutisare.

Scăderea calităților tablei este de fapt consecința unor fenomene de îmbătrînire, care pot modifica radical caracteristicile celor mai bune table, provocînd mari deficiențe în fabricație și importante cantități de rebut.

De aceea cunoașterea acestui fenomen, a modului său de manifestare, precum și căutarea metodelor de prevenire sau înlăturare a consecințelor îmbătrînirii, reprezintă probleme de o deosebită importanță.

Îmbătrînirea este un fenomen ce se produce într-un anumit interval de timp și temperatură și, se face simțit prin două neajunsuri :

1. Micșorarea capacității de ambutisare, datorită modificării caracteristicilor fizico-mecanice ale oțelului (creșterea rezistenței și a durtății și scăderea capacității de deformare plastică).

2. Apariția repetată a palierului de curgere pe curba de tracțiune, care are drept consecință nașterea liniilor (figurilor) de curgere pe suprafața pieselor ambutisate.

Îmbătrînirea poate apare în următoarele împrejurări :

- După o deformare plastică, așa-numita îmbătrînire mecanică.

- După o depozitare mai îndelungată la temperatura ordinară, îmbătrînire termică naturală.

— După o încălzire la temperatură joasă, sub linia de transformare, îmbătrânire termică artificială.

Pentru explicarea fenomenului de îmbătrânire există azi mai multe teorii, mai cunoscute fiind :

1. Teoria precipitării unor compuși definiți din ferita suprasaturată a oțelului, adică, fenomenul îmbătrânirii se datorește precipitării azotului sub formă de nitrură de fier submicroscopică, din soluția solidă suprasaturată, modificând prin aceasta proprietățile inițiale ale oțelului.

2. Teoria mai nouă a dislocărilor, care explică îmbătrânirea oțelului prin variația energiei potențiale a rețelei cristaline în urma unor perturbări produse în rețea.

Cu privire la consecințele stării de îmbătrânire, cercetările experimentale au stabilit că existența ca și lungimea palierului de curgere pe curba de tracțiune a oțelului îmbătrânit, determină respectiv intensitatea liniilor de curgere pe piesa ambutisată, efect ce dăunează aspectului exterior al piesei chiar și în cazul când aceasta se acoperă cu un strat de vopsea. Pentru evitarea formării lor, se procedează la suprimarea palierului, lucru ce se realizează practic prin : — dresare, care constă într-o relaminare la rece a tablei, — îndreptarea tablei în mașini cu cilindri multipli, — întinderea tablei și mașini speciale. Efectul acestor tratamente mecanice pentru înlăturarea liniilor de curgere însă este provizoriu și nu se menține în timp. El dispare uneori deja după câteva ore, reapărind fenomenul de îmbătrânire. De aceea este necesar ca acest tratament să se facă în uzina consumatoare de tablă sau chiar pe linia tehnologică respectivă.

Concluzia care se desprinde din cele arătate este că tratamentele mecanice nu înlătură complet și definitiv nici posibilitatea reapariției liniilor de curgere și nici nu pot reda materialului, măcar temporar proprietățile inițiale de plasticitate.

Se pune așadar, problema elaborării unei table care să nu îmbătrânească. Aceasta s-ar putea realiza pe 2 căi :

a) Prin tratament termic, în acest caz prin încălzire (640°) atomii de C și N, care formează norii, trec din nou în soluția solidă și prin răcire înceată ($6-8^{\circ}/\text{oră}$) se separă sub formă de carburi și nitruri fără efect de îmbătrânire.

Din motive tehnologice însă acest procedeu nu poate fi aplicat întotdeauna.

b) Prin elaborarea oțelurilor „calmate“ rezistente la îmbătrânire. Aceste oțeluri sînt însă scumpe iar tehnologia de elaborare nu este încă pusă la punct.

Iată că motive de ordin tehnic și mai ales economic impun folosirea în continuare a oțelurilor necalmate, apoi cercetarea și determinarea capacității de ambutisare a tablei după îmbătrânire și căutarea celor mai potrivite metode industriale de înlăturare temporară sau definitivă a efectelor îmbătrânirii.

CERCETĂRI PE PLAN MONDIAL PRIVIND DETERMINAREA CAPACITĂȚII DE AMBUTISARE A TABLELOR SUBȚIRI

În ultimii ani s-au făcut încercări laborioase pentru a se găsi o metodă eficientă și pentru a se construi un aparat corespunzător, care să permită determinarea capacității de ambutisare a tablelor subțiri.

Metodele existente pînă nu de mult (și în special metoda Erichsen — răsbindită în Europa) nu mai pot satisface cerințele producției, întrucît s-a dovedit că rezultatele obținute prin încercările de laborator, nu concordă cu comportarea tablelor în procesul de producție.

S-au căutat noi căi de încercare, dar pînă în prezent nu s-a ajuns încă la o metodă unanim recunoscută pentru determinarea capacității de ambutisare, lucru ce a condus la colaborarea mai sistematică pe plan mondial.

Nu de mult s-a publicat un program comparativ de cercetare, în acest domeniu, program elaborat de 7 laboratoare din șase țări ale lumii : R.F.G. (2 laboratoare) și Belgia, Franța, Italia, Elveția, S.U.A. (cu cîte un laborator), stabilindu-se mărcile de materiale cu care să se lucreze, compoziție chimică, proprietăți mecanice, coeficient de anizotropie, coeficient de ecrusare.

Metodele de lucru au fost împărțite în 3 categorii :

1. Încercări de întindere biaxială, executate cu un poanson sferic (metodele : Erichsen, Isc, Olsen și Suedois) cu un poanson eliptic (metoda Renault) sau fără poanson, cu ajutorul presiunii uleiului (metoda hidraulică).

2. Încercări de ambutisare care s-au axat în direcția obținerii unor păhărele cu fund plat (metoda SWIFT, ISSRG) sau întindere unor epruvete în formă de pană, în matriță trapezoidală (metoda Guyot „Wedge-test“).

3. Încercări complexe de întindere biaxială și ambutisare.

Acestea sînt cele mai dificile și mai numeroase : metoda Fukui constînd din ambutisarea unor buce cu poansoane semisferice în matrițe conice, metoda KWI de răsfrîngere a marginilor, metoda Engelhardt ce constă dintr-o ambutisare normală pînă la apariția unui maxim al forței P după care se produce blocarea flanșei și continuarea procesului pînă la ruperea păhărelului ambutisat.

Ambutisarea cu poanson sferic sau cu poanson plat după metoda CNRM.

Concluziile rezultate din analiza diferitelor moduri de încercare sînt următoarele : în cazul încercării la întindere cu ajutorul poansonului, proprietățile diferite ale materialelor permit a se urmări coeficientul de anizotropie și coeficientul de ecrusare. Dintre procedeele analizate, din acest punct de vedere cea mai corespunzătoare ar fi metoda Erichsen. Metoda hidraulică are din punct de vedere al rezultatelor coeficientului de ecrusare, o mare asemănare cu metoda întinderii după 2 direcții.

Încercările de ambutisare după metoda Swift, duc la o bună corelare a coeficienților de anizotropie însă diferența dintre condițiile de lucru și sculele folosite în diferite laboratoare, duc la obținerea unor rezultate greu comparabile.

Rezultatele obținute la ambutisare cu epruvete în formă de pană sînt influențate în mare măsură de frecări.

Încercările complexe (metodele KWI, Fukui, Engelhardt) duc la rezultate satisfăcătoare.

Avînd în vedere avantajele și dezavantajele metodelor descrise pentru stabilirea capacității de ambutisare a tablelor subțiri, comisia internațională nu a ajuns la o metodă unanim acceptată din care cauză, s-a admis ca metodă de încercare „metoda Engelhardt” îmbunătățită.

Cu un aparat construit (de colectivul prof. ing. Stănescu Ion, ing. Pîrvulescu A. și șef lucr. Iliescu Constantin) care este adaptabil la orice mașină de tracțiune-compresiune, actualul colectiv a făcut unele măsurări pentru a urmări influența îmbătrînirii tablelor subțiri asupra capacităților de ambutisare.

CERCETĂRI PROPRII PRIVIND INFLUENȚA ÎMBĂTRÎNIRII ASUPRA CAPACITĂȚII DE AMBUTISARE A TABLELOR SUBȚIRI

Dificultatea întîmpinată în cercetarea acestei teme, constă în faptul că alături de îmbătrînire mai apar și alți factori care influențează capacitatea de ambutisare, factori care nu pot fi înlăturați în timpul încercărilor printr-un procedeu sau altul. De aici rezidă și marea diversitate de procedee propusă, așa cum s-a văzut, precum și neconcordanța rezultatelor, fie între ele, fie cu practica.

Încercările efectuate sînt grupate în 3 categorii :

- încercări de ambutisare,
- încercări mecanice,
- încercări metalografice.

Aprecierea comportării la ambutisare a materialului încercat s-a făcut prin compararea rezervei capacității de ambutisare, a cărei scădere în timp este cauzată de îmbătrînire.

Pentru compararea cu alte încercări complexe, se verifică și indicele Erichsen.

Încercările mecanice au constat din :

1. Încercări la tracțiune atît în lungul fibrelor de laminare, cît și perpendicular pe acestea, prin care s-au stabilit unele caracteristici de primă orientare asupra capacității de ambutisare.

2. Îndoire alternativă care s-a făcut numai pentru a vedea dacă există vreo legătură între rezultatele ei și capacitatea de ambutisare.

3. Încercările metalografice s-au inclus în probe întrucît s-a constatat că structura materialului influențează în mare măsură capacitatea de ambutisare a tablelor.

Pentru cercetarea variației capacității de ambutisare a tablelor s-a ales una dintre cele mai recente căi de încercare propusă de Engelhardt și Gross și îmbunătățită de alți cercetători [1]. Încercarea are două etape : prima, ambutisarea adâncă a epruvetei și, a doua, detașarea părții posterioare prin rupere, sub acțiunea forței poansonului. Procedeu are la bază determinarea așa-numitului „potențial de ambutisare adâncă, acesta fiind definit ca raportul dintre rezerva de rezistență în peretele unei cupe ambutisate și rezistența limită la rupere“.

În acest scop un semifabricat circular se ambutisează mai întâi, înregistrându-se forța maximă de ambutisare, după care, operația se întrerupe (prima etapă). În continuare flanșa cupei este fixată printr-un mijloc oarecare, iar poansonul este împins pe fundul cupei pînă ce aceasta se detașează (etapa a doua).

Detașarea coincide cu epuizarea completă a rezervei capacității de deformare a tablei încercate, indicînd astfel valoarea limită a potențialului de rezistență, valoare, care va servi la aprecierea comportării materialului respectiv în procesul de ambutisare.

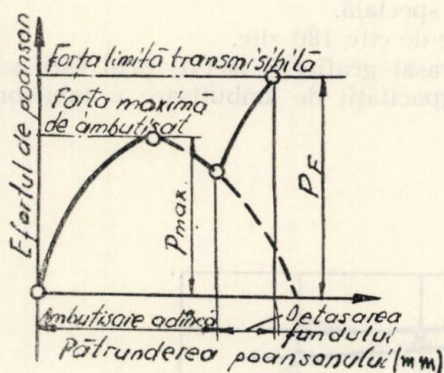


Fig. 1

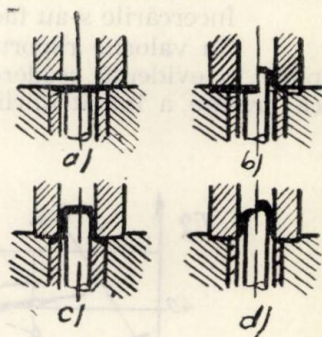


Fig. 2

Procedeu așa cum rezultă din descriere, implică măsurarea forței maxime de ambutisare și a forței de rupere. Măsurarea acestor forțe s-a făcut cu un aparat adaptabil pe o mașină de încercat la tracțiune [1].

Potențialul de ambutisare este deci $T = \frac{P_F - P_{max}}{P_F}$ în care P_F este forța de rupere a fundului piesei (Kgf). P_{max} = forța maximă de ambutisare (Kgf).

Încercările efectuate cu aparatul propus de colectivul prof. Ion Stănescu, ing. Iliescu Constantin și Pirvulescu A., s-au făcut la Uzina „Emailul roșu“ din Mediaș, pentru materialele din tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. material	Proveniență	(mm)	Data fabricării
1. Tablă decapată	R.S.R.	0,27 ; 0,4 ; 0,6 0,7 ; 0,8	septembrie 1966
2. Tablă dublu dec. XM	Italia	0,4	noiembrie 1966
3. Tablă dublu dec. KP	U.R.S.S.	0,8	noiembrie 1966
4. Tablă dublu dec. SP. 13	Austria	0,6	noiembrie 1966
5. Tablă dublu dec. SP. 2	Japonia	0,4 și 0,5	iulie 1966
6. Tablă dublu dec. XS și XS	Franța	0,8	iulie 1966

Sculele folosite pentru încercare au avut următoarele dimensiuni :

Diametrul poansonului $\varnothing$ 33 mm, starea suprafeței-lustruit.

Diametrul plăcii de ambutisare — variabil.

Diametrul semifabricatului plat $\varnothing$ 60 mm.

S-a lucrat cu un coeficient de ambutisare $m = 0,55$.

Presiunea de strângere a semifabricatului circa 100 (Kgf).

S-a folosit lubrifiant — vaselină specială.

Încercările s-au făcut la intervale de câte 180 zile.

Cu valorile raportului T s-au trasat grafice $T = f(t)$ prin care se pune în evidență scăderea rezervei capacității de ambutisare a tablelor ca urmare a îmbătrânirii.

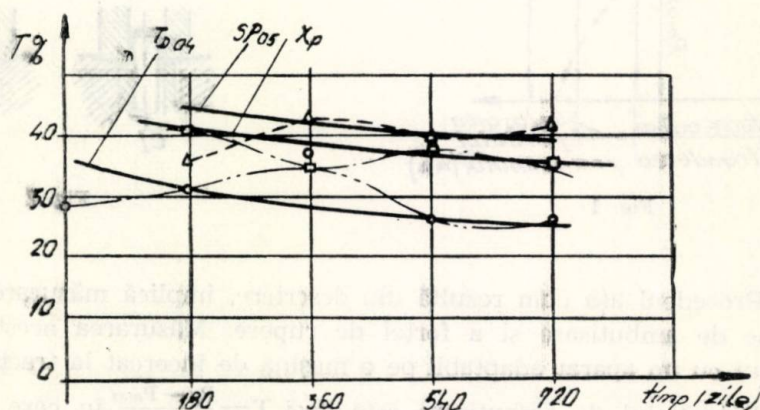


Fig. 3

Fiecare punct din grafic reprezintă media valorilor rezultate din trei încercări făcute pentru fiecare material la fiecare etapă. După modul de variație a valorilor rezervei capacității de ambutisare în raport cu

timpul, se vede că aceasta are un caracter căzător tinzînd către o valoare limită.

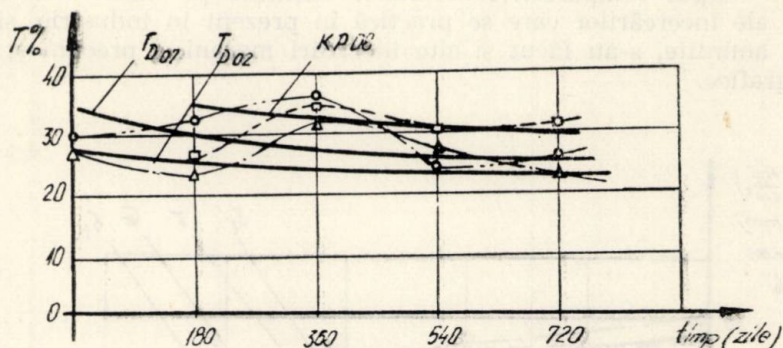


Fig. 4

Pentru ca rezultatele obținute pe baza criteriului amintit să poată fi utilizate în practică, trebuie ca acestea să fie comparate cu anumite valori standard sau impuse prin anumite norme.

În acest scop am stabilit curba ce dă rezerva limită a rezervei capacității pentru table românești TD folosite frecvent la ambutisări.

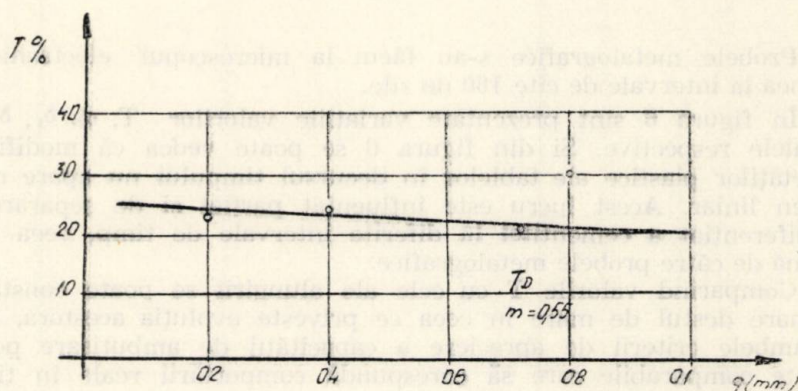


Fig. 5

Cu ajutorul acestei curbe se poate aprecia ușor și rapid comportarea tablelor TD în procesul de ambutisare.

Deoarece graficul indică o micșorare a valorilor lui T pe măsura creșterii grosimii tablei, ar urma, conform acestor încercări, ca tablele

subțiri să fie mai ambutisabile decât cele groase. Acest lucru nu este însă confirmat de practică. Această nepotrivire nu este însă studiată deși prezintă interes.

În scopul comparării rezultatelor obținute pe baza criteriului T cu cele ale încercărilor care se practică în prezent în industrie, și, care au fost amintite, s-au făcut și alte încercări mecanice, precum și studii metalografice.

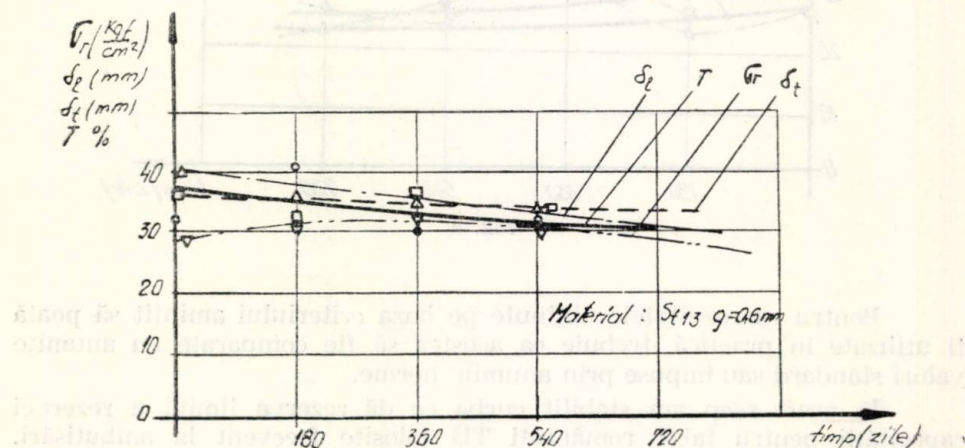


Fig. 6

Probele metalografice s-au făcut la microscopul electronic, de asemenea la intervale de câte 180 de zile.

În figura 6 sînt prezentate variațiile valorilor T, σ_r , δ_l , δ_t , la intervalele respective. Și din figura 6 se poate vedea că modificarea proprietăților plastice ale tablelor în decursul timpului nu apare ca un fenomen linear. Acest lucru este influențat parțial și de separarea în mod diferențiat a cementitei la diferite intervale de timp, ceea ce se confirmă de către probele metalografice.

Comparînd valorile T cu cele ale alungirii se poate constata o asemănare destul de mare în ceea ce privește evoluția acestora, astfel încît ambele criterii de apreciere a capacității de ambutisare pot da rezultate comparabile care să corespundă comportării reale în timpul deformării.

Îndoirea alternantă la 180° inclusă în încercările făcute a indicat de fiecare dată o bună comportare a tablelor, ceea ce ar conduce la concluzia că acestea nu își schimbă proprietățile în timp. Această concluzie, așa cum s-a constatat în practică, nu este adevărată și, deci, criteriul îndoirii alternante nu poate constitui în nici un caz un mod de apreciere a capacității de ambutisare, așa cum s-a propus de către unii autori.

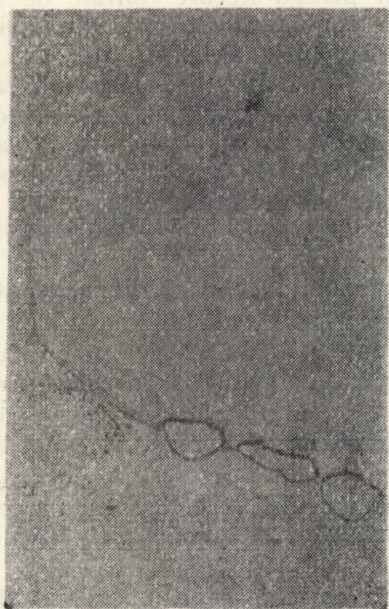


Fig. 7 .6900 x

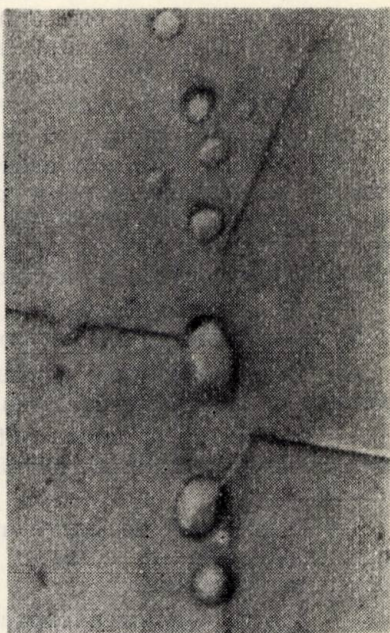


Fig. 8 10.500 x

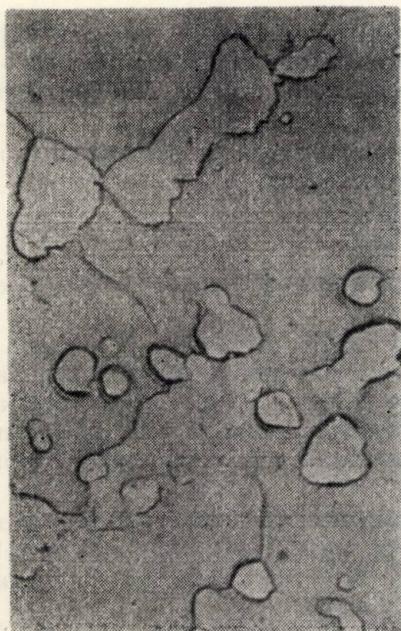


Fig. 9 10.500 x

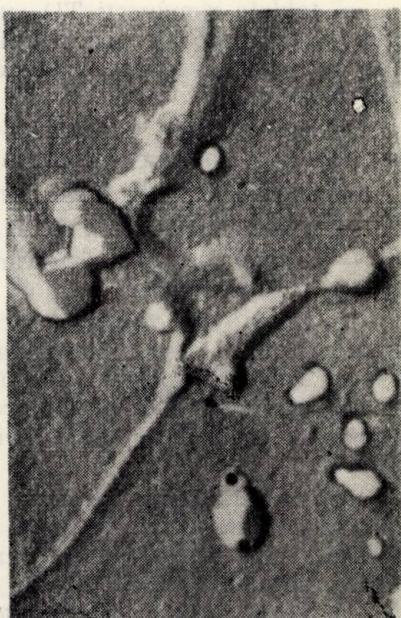


Fig. 10 10.500 x

Indicele Erichsen s-a determinat pentru 5 calități de tablă. În fiecare etapă s-au făcut câte 3 încercări pentru fiecare calitate de material. La trei dintre cele cinci mărci de table, valorile indicelui Erichsen au crescut, iar celelalte două mărci supuse aceleiași încercări, în aceleași condiții indică o scădere a valorilor indicelui Erichsen. Rezultatele contradictorii permit să se concludă că această metodă de încercare nu poate constitui un criteriu de apreciere a capacității de ambutisare și că pe baza sa nu se pot lua hotărâri în legătură cu introducerea în procesul de fabricație a unor table. Aceste aspecte fac ca încercarea Erichsen inclusă în condițiile de recepție să rămână doar o probă obligatorie dar nu și concludentă.

Din încercările făcute în cadrul acestei lucrări și din rezultatele obținute se desprind pînă în prezent următoarele concluzii :

- tablele destinate ambutisării adînci îmbătrînesc pierzîndu-și capacitatea de a se deforma. Aceasta se pune în evidență prin criteriul T.

- pentru un anumit coeficient de ambutisare „m“, o grosime dată și un anumit material, există o valoare limită a rezervei capacității de ambutisare.

- criteriul T de apreciere a comportării tablelor în procesul de ambutisare are un caracter complex, și corespunde mai bine cu desfășurarea procesului.

- pentru stabilirea capacității de ambutisare a unor materiale date se pot stabili curbe standard pe baza cărora să se poată lua hotărîri operative.

- tablele românești TD cu grosimi de 08...02 mm au valori minime în procente ale capacității de ambutisare cuprinse între 22—26. Sub aceste valori nu se recomandă introducerea tablelor TD în procesul de fabricație.

Pentru evitarea consecințelor ce decurg din îmbătrînirea tablelor se indică a se lua unele măsuri care se pot grupa în :

- măsuri de organizare și recepție ;
- măsuri tehnologice și de proiectare ;
- măsuri privind elaborarea oțelurilor destinate tablelor pentru ambutisare.

Ca măsură de organizare în procesul de prelucrare a tablelor se impune în primul rînd folosirea acestora în termenul de garanție, dacă există un astfel de termen, sau, într-un interval scurt după laminare astfel încît procesul de îmbătrînire să nu apară sau să aibă efecte minime. Acest lucru este posibil prin asigurarea unei bune aprovizionări și depozitări.

Recepția tablelor destinate ambutisării adînci trebuie să includă și o încercare complexă. În acest sens, va trebui să se impună firmelor producătoare să asigure tablelor rezerve ale capacității de deformare peste valorile standard stabilite de comun acord.

Ca măsuri tehnologice și de proiectare se impun în primul rînd cele legate de înlocuirea semifabricatelor ce implică un grad mare de

deformare cu altele, de altă formă, mai simple. Acest lucru ar conduce și la o oarecare renunțare la condițiile de plasticitate impuse, greu de respectat și deci la posibilitățile de folosire a unor table cu performanțe plastice mai reduse, aspect ce s-ar reflecta și în prețul de cost. ,

În al doilea rând procesele tehnologice să fie astfel concepute încât la ambutisările adânci care implică mai multe „trecuri” consecutive să nu se lase timp pentru îmbătrânire. Acolo unde este posibil să se facă ambutisarea continuă.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit werden die Ergebnisse der Studien bezüglich der Tiefziehfähigkeit von Blechen und der Einfluss der Alterung auf diese bekanntgegeben. Es werden auch die von uns in letzter Zeit erhaltenen Ergebnisse und Methoden der Untersuchung der Tiefziehfähigkeit angegeben.

Bibliografie

1. Aparat pentru încercarea capacității de ambutisare a tablelor. Lucrare științifică de Ion Stănescu, C. Iliescu și A. Pîrvulescu. Institutul politehnic Brașov.
 2. Aprecierea calităților de ambutisare adâncă a tablelor, G.S.A. Shawki-Sheet metall Industries 41. Nr. 459, iulie 1965, p. 542—532.
 3. Relația dintre deformabilitatea tablei și anumite proprietăți mecanice. Sheet metall Industries 41-449-1964, p. 835—845.
-

CERCETĂRI PRIVIND DEFORMAREA LA CALD A FONTELOR MALEABILE

I. DRĂGAN, G. VERMEȘAN, E. DRAGOȘ *

Fonta maleabilă continuă să se folosească pe scară tot mai mare în producția de piese ca urmare a caracteristicilor bune ce le poate primi (rezistență la rupere, tenacitate, rezistență la coroziune etc.) și a siguranței în reproductibilitate în ceea ce privește elaborarea și tratamentul termic al ei.

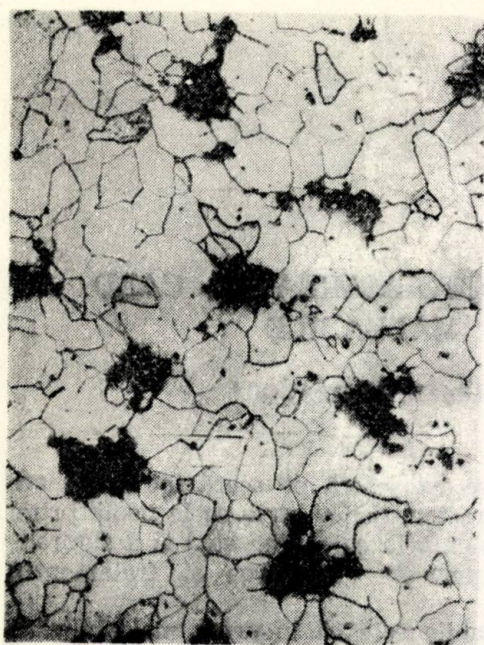
Un dezavantaj al fontei maleabile este că în urma maleabilizării gradul de porozitate al ei crește, ceea ce o face mai sensibilă la eforturi dinamice. De asemenea, formarea cuiburilor de grafit de formă poligonală neregulată face să apară concentrații de tensiuni neuniforme distribuite în masa piesei.

Prin supunerea semifabricatelor turnate din fontă maleabilă unei deformări plastice pot fi înlăturate o mare parte din porozități, deformate cuiburile de grafit într-o direcție preferențiată și îmbunătățită structura masei de bază. Urmare acestor modificări din fonta maleabilă, unele caracteristici mecanice pot fi mult îmbunătățite și ridică durata, precum și siguranța în funcționare a unor piese obținute din acest material.

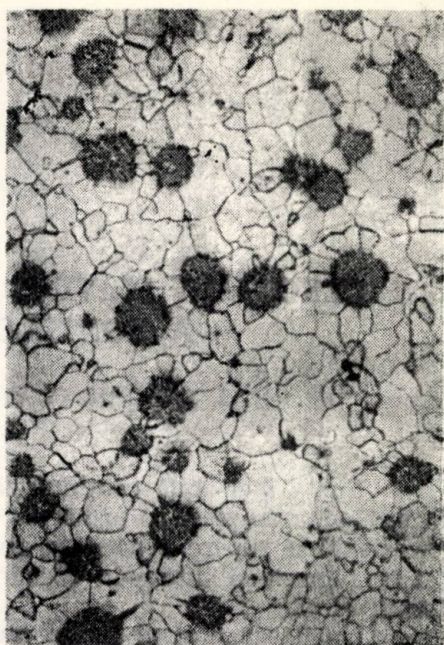
Având în vedere posibilitatea folosirii unor semifabricate turnate din fontă maleabilă care să fie supuse ulterior matrițării, în lucrarea de față se studiază influența temperaturii la care are loc deformarea asupra rezistenței la deformare, deformabilității, modificărilor structurale și a durtății. Aceste date sînt insuficient cunoscute pînă în prezent, însă sînt strict necesare a fi cunoscute atît pentru prelucrarea prin așchiere a unor piese, din fontă maleabilă deformată la cald, cît și pentru eventuala aplicare a unui tratament termic ulterior.

Pentru încercări s-a folosit o fontă maleabilă cu miez negru. Pentru comparație s-a încercat și o fontă cu grafit nodular cu structură feritică precum și o fontă albă din care a fost obținută fonta maleabilă studiată.

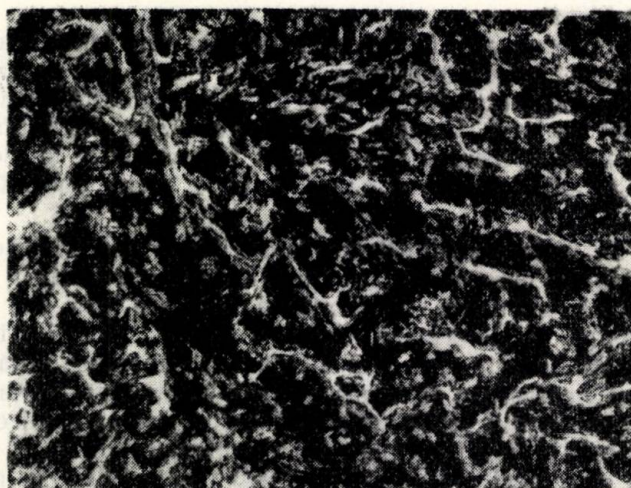
*) Institutul politehnic Cluj).



a



b



c

Fig. 1. Structura inițială a fontelor încercate :

- a) Structura inițială a fontei maleabile
- b) Structura inițială a fontelor cu grafit nodular feritică
- c) Structura inițială a fontei albe.

Compoziția chimică a celor trei calități de fonte este dată în tabelul 1, iar structurile lor în stare inițială în figura 1. Duritatea fontei maleabile în stare inițială a fost de 140—150 HB, a celei cu grafit sferoidal de 170 HB, iar a celei albe în jurul a 450 HB. Deformarea s-a făcut prin refulare liberă, matrițare și răsucire.

Tabelul 1

Calitatea fontei	Compoziția chimică %					
	C	Si	Mn	S	P	Cr
Fontă albă	2,32	1,17	0,45	0,12	0,08	0,06
Fontă maleabilă cu miez negru	2,32	1,17	0,45	0,12	0,08	0,06
Fontă de grafit sferoidal feritică	3,17	3,14	0,35	0,017	0,134	0,12

Refularea liberă și matrițarea s-au făcut pe o sonetă care a asigurat o energie utilă de lovire de 32 kgfm și o viteză de deplasare a părții căzătoare în momentul atingerii epruvetelor, de aproximativ 6 m/s. Dimensiunile epruvetelor au fost de $\varnothing 15 \times 30$. Încălzirea s-a făcut într-un cuptor electric cu bare de silită. Timpul de menținere a epruvetelor în cuptor a fost de 20 minute, pentru temperaturile de 700—900°C, 15 minute pentru 950—1050°C și 12 minute pentru 1100—1150°C.

Deformarea prin răsucire s-a făcut pe o instalație descrisă pe larg în lucrarea [2]. Partea deformabilă a epruvetelor a fost de $\varnothing 8 \times 32$ încălzirea lor făcându-se prin inducție. Timpul de încălzire și menținere pentru egalizarea temperaturii a fost de 3 minute pentru temperaturi până la 900°C și de 4 minute pentru temperaturi mai mari de 900°C. Deformarea s-a făcut cu 120 rot/min.

* * *

MĂSURAREA REZISTENȚEI DE DEFORMARE

Prin încercarea de refulare liberă s-a calculat rezistența la deformare σ , din relația lucrului mecanic de deformare scrisă sub forma :

$$p = \frac{L}{V \ln \frac{h_0}{h}} \text{ kgf/mm}^2$$

în care

L — este energia utilă a sonetei kgfm,

V — volumul epruvetei deformate cm³,

h₀ și h — înălțimea inițială și finală a epruvetei deformate în mm.

Variația mărimii p cu temperatura este arătată în figura 2.

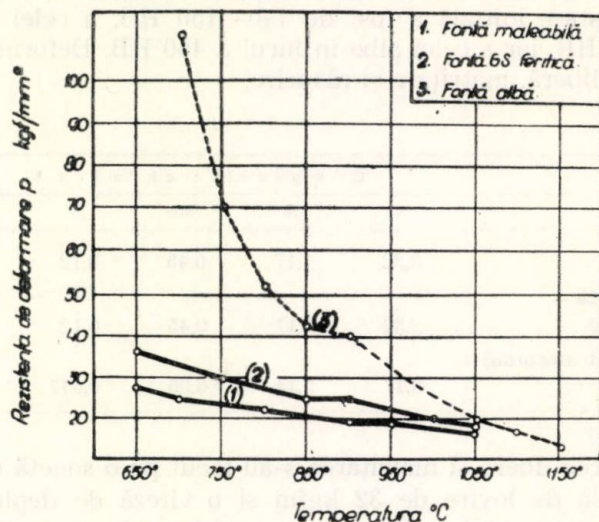


Fig. 2. Variația rezistenței la deformare p cu temperatura
1 — fontă maleabilă; 2 — fontă cu grafit nodular; 3 — fontă albă.

MĂSURAREA DEFORMABILITĂȚII

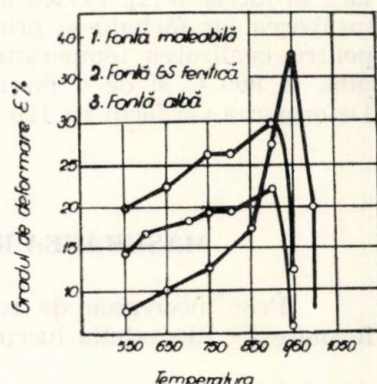
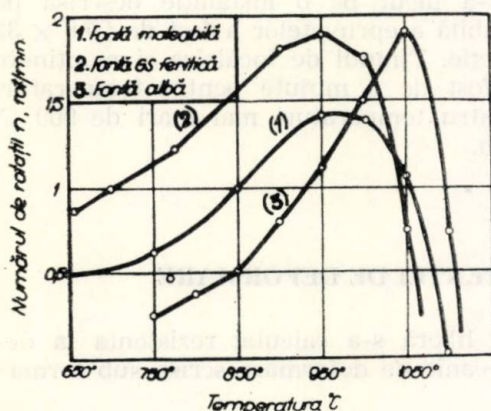


Fig. 3. Variația gradului de deformare și a numărului de rotații n cu temperatura

a) Variația gradului de deformare ε_h cu temperatura

1 — fontă maleabilă; 2 — fontă cu grafit nodular; 3 — fontă albă;

b) Variația numărului de rotații n cu temperatura.

1 — fontă maleabilă; 2 — fontă cu grafit sferoidal; 3 — fontă albă;

Prin încercarea de refulare s-au deformat epruvete folosindu-se limitatoare și s-a apreciat gradul de deformare $\varepsilon_h = \frac{\Delta h}{h_0}$ la care au în-

ceput să apară fisuri pe partea laterală a lor. La încercarea prin răsucire s-a înregistrat numărul de rotații n pînă la ruperea epruvetelor (fig. 3 b).

Variația gradului de deformare ϵ_h la care au început să apară fisuri cu temperatură este arătată în figura 3 a.

MĂSURAREA DURITĂȚII EPRUVETELOR DEFORMATE

Măsurarea durității s-a făcut pe epruvete încălzite și deformate în diferite condiții. Astfel :

Un lot de epruvete au fost încălzite și deformate prin refulare liberă cu un grad de deformare $\epsilon_h = \frac{\Delta h}{h_0} = 0,3$; după deformare epruvetele au fost lăsate să se răcească în aer liber.

Al doilea lot de epruvete au fost încălzite la diferite temperaturi și matrițate, asigurîndu-se un grad de deformare $\epsilon_d = \frac{\Delta d}{d_0} = 0,14$. După matrițare epruvetele au fost scoase repede din matriță și lăsate să se răcească în aer liber.

Ultimul lot de epruvete a fost încălzit la diferite temperaturi, scos din cuptor și lăsat să se răcească în aer liber în stare nedeformată.

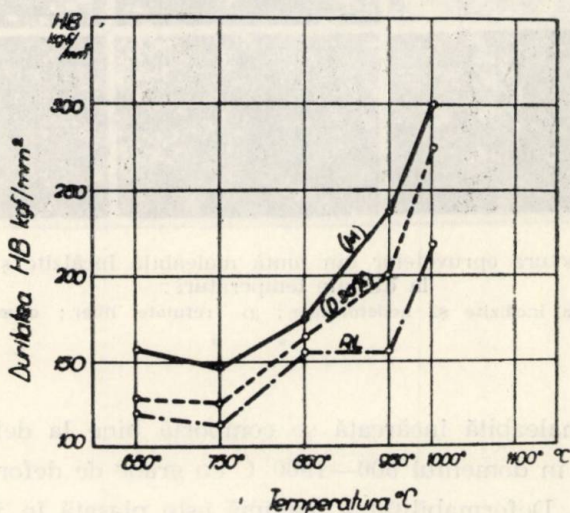


Fig. 4. Variația durității epruvetelor din fontă maleabilă (în stare rece) cu temperatura de încălzire și deformare.

a) încălzite și nedeformate ; b) refulate liber ;
c) matrițate

Variația durității epruvetelor din fontă maleabilă încălzite și deformate în condițiile de mai sus, cu temperatura, este arătată în figura 4, iar structura lor în figura 5.

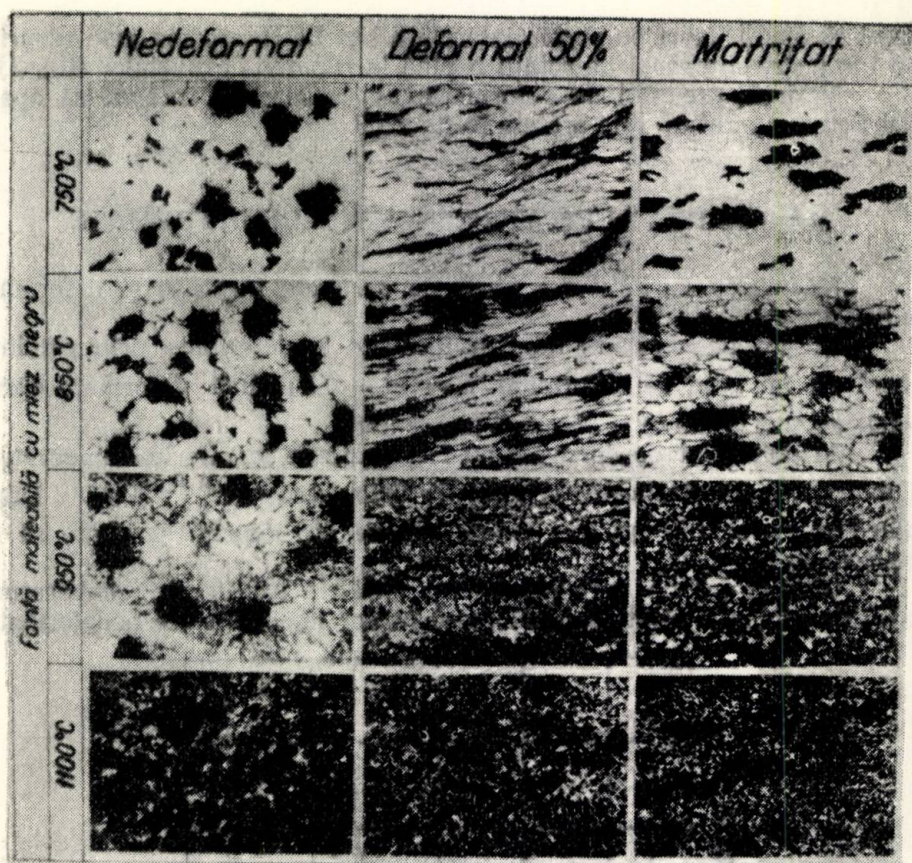


Fig. 5. Structura epruvetelor din fontă maleabilă încălzite și deformate la diferite temperaturi :

a) încălzite și nedeformate ; g) refulate liber ; c) matrițate

* * *

Fonta maleabilă încărcată se comportă bine la deformare puțin-
du-se deforma în domeniul 800—1000° C cu grade de deformare $\epsilon_h = \frac{\Delta h}{h_0}$
de peste 20 %. Deformabilitatea maximă este plasată în jurul a 1040° C
decî aproximativ la fel cu fonta cu grafit sferoidal și la o temperatură
mai scăzută decît fonta albă cu aproximativ 60° C.

Variația rezistenței la deformare cu temperatura este de aseme-
nea asemănătoare la fonta maleabilă cu cea cu grafit sferoidal. Diferența
constă în faptul că mărimea absolută a rezistenței la deformare este
mai mică la fonta maleabilă și palierul care se observă în domeniul de
trecere $\gamma - \alpha$ este plasat la o temperatură mai ridicată decît la fonta

cu grafit sferoidal. Rezistența la deformare a fontei albe este mult ridicată față de cea a fontei maleabile.

Structura epruvetelor încălzite și mai ales a celor deformate suferă modificări cu atât mai pronunțate cu cât temperatura de încălzire, respectiv deformare este mai ridicată. Este important de semnalat faptul că dacă încălzirea se face pînă la 850°C structura epruvetelor rămîne pronunțat feritică. La 950°C structura epruvetelor încălzite și nedeformate este ferito-perlitică. Cantitatea de perlită crește la epruvetele încălzite și deformate, unde se observă o structură perlitică grosolană, adică o perlită feritică, mai puțin dură. La această temperatură deformarea favorizează difuzia carbonului din cuiburi în rețea, respectiv modificarea structurii feritice în structură perlitică. La 1100°C fenomenul se produce asemănător ca la 950°C însă mult mai intens.

Modificările structurale sînt bine puse în evidență și de variația durtății epruvetelor încălzite și deformate în condițiile specificate mai înainte, durtatea maximă fiind obținută la epruvetele matrițate. Obținerea durtății maxime la epruvetele matrițate se explică prin aceea că răcirea în timpul deformării și imediat după deformare (pînă la scoaterea epruvetei din matriță) a avut loc cu viteze mai mari decît la refularea liberă, deci apare și o ușoară călire.

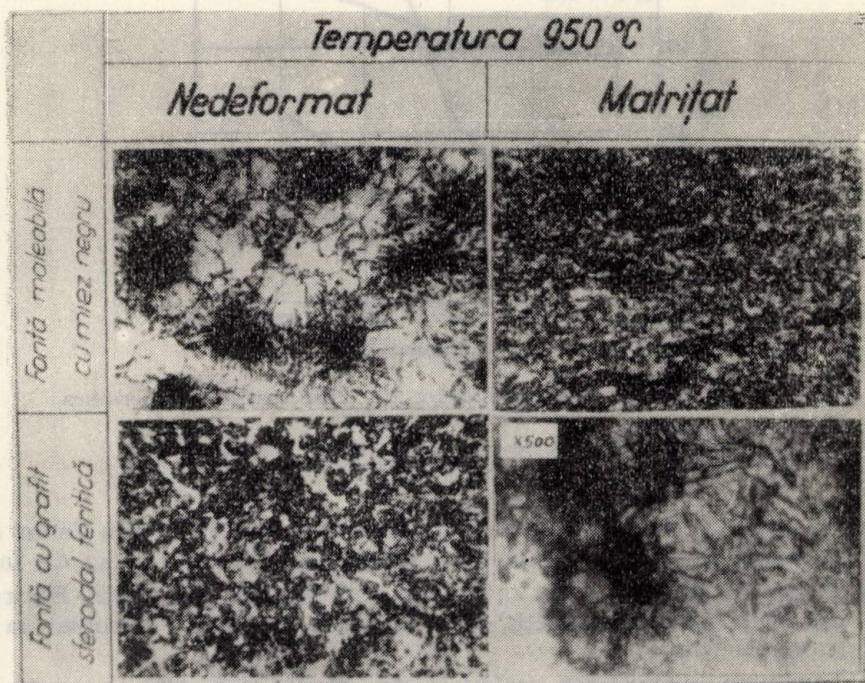


Fig. 6. Structura epruvetelor încălzite și nedeformate și încălzite și matrițate la 950°C

Dacă se compară structura epruvetelor din fontă maleabilă cu a celor cu grafit sferoidal încălzite și nedeformate și încălzite și matrițate la 950°C (figura 6) și variația durității acestora (în stare rece) cu temperatura (figura 7) reiese că ferita este mai stabilă la fonta malea-

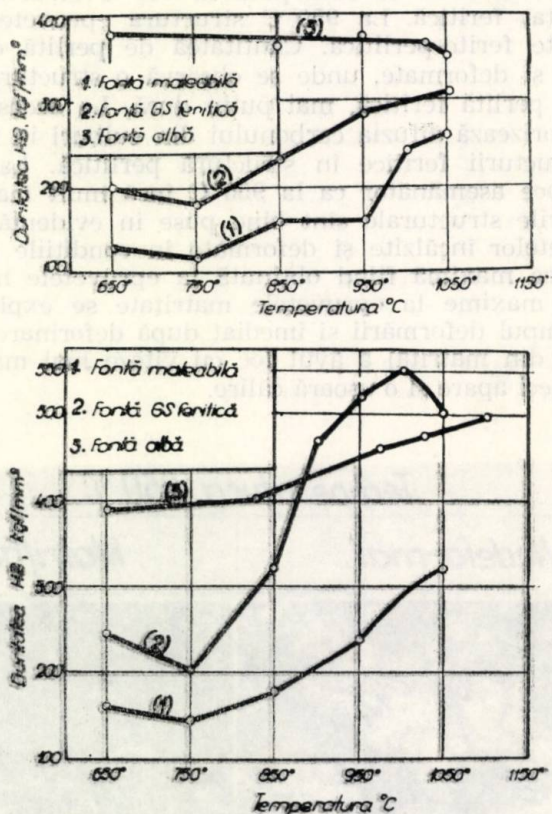


Fig. 7. Variația durității epruvetelor (în stare rea) cu temperatura de încălzire și matrițare

a) încălzite și nedeformate ; b) încălzite și matrițate ;
1. — fonta maleabilă ; 2. — fontă cu grafit nodular ; 3. — fontă albă

bilă și că datorită conținutului ridicat de crom — $0,12\%$ din fonta cu grafit sferoidal la răcirea epruvetelor de la 950°C în aer (deci de fapt o călire) perlita obținută este mult mai fină și deci mai dură. Răcirea mult mai puternică în matriță duce la fonta cu grafit sferoidal la o structură martensitică.

Duritatea epruvetelor matrițate din fontă albă este în continuă creștere cu ridicarea temperaturii menținându-se la valori ridicate în tot intervalul de temperatură folosit pentru încercări.

Concluzii

1. Fonta maleabilă încercată poate fi deformată la cald în domeniul de temperatură 800—1000°C cu grade de deformare $\epsilon_h = \frac{\Delta h}{h_0} = 0,2 \dots 0,25$ fără pericol de a apare fisuri în material. În urma încălzirii și deformării se obține o duritate mai ridicată și o structură mai fină și mai omogenă decît prin simpla încălzire și răcire. Duritatea mai ridicată în urma încălzirii și deformării se datorește în primul rînd difuziei carbonului din cuiburi în rețeaua metalică, fenomen ce se produce cu atît mai intens, cu cît este mai ridicată temperatura și mai mare gradul de deformare.

2. Fonta maleabilă încercată se comportă asemănător la deformare la cald cu fonta cu grafit sferoidal cu structură feritică.

Deosebiri principale între aceste două categorii de fonte constau în următoarele :

a) Deformabilitatea fontei maleabile exprimată prin gradul de deformare ϵ_h este mai ridicată iar cea exprimată prin numărul de rotații n (figura 3 b) și rezistența la deformare mai mică decît a fontei cu grafit sferoidal. Aceasta arată că fonta maleabilă este mai indicată a se deforma prin refulare și mai puțin indicată a se deforma prin răsucire în comparație cu fonta cu grafit sferoidal.

b) Stabilitatea feritei la încălzire este mai mare, respectiv intensitatea difuziei carbonului din cuiburi în rețeaua metalică este mai redusă la fonta maleabilă decît la cea cu grafit sferoidal.

Datorită perlitiei grosolane, obținută prin răcire și deformare, în comparație cu perlita fontei cu grafit sferoidal care este mult mai compactă, fonta maleabilă are duritatea mai scăzută după deformare și matrițare.

3. Duritatea pieselor matrițate din fontă maleabilă rămîne sub a celor din fontă albă în tot intervalul de temperatură folosit pentru încercări.

4. Fonta maleabilă poate fi folosită pentru obținerea unor semifabricate care să fie supuse ulterior unei matrițări la cald. Prin încălzirea semifabricatelor la temperaturi cuprinse între 750° și 1000°C se pot obține în urma matrițării piese cu durități cuprinse între 150 și 300 HB fără alte tratamente termice ulterioare.

Abstract

In this paper deformation behavior of malleable cast iron with blackheart was studied comparative with white cast iron of the same composition and with spheroidal graphite cast iron. It was determined deformation resistance and deformability variation with the temperature alongside of structural modification by heating and deforming. It was also measured the hardness at the room temperature of test pieces heated and deformed at various temperatures.

From the experiments carried out it was deduced that malleable cast iron with blackheart can be deformed with $\epsilon_h = \frac{\Delta h}{h_0} = 0,2 - 0,25$ in the temperature range of 800—1000°C resulting after heating and stamping a hardness of 160—300 HB.

Malleable cast iron with blackheart can be deformed more by compression and less by torsion than ferritic spheroidal graphite cast iron.

Bibliografie

1. *Manuel des fontes moulées*. Edition technique des Industries de la Fonderie. Paris 1965.
2. DRĂGAN I.: *Contribuții la studiul deformabilității la cald a metalelor și aliajelor prin metoda torsiunii*. Dizertații, Institutul politehnic Cluj, 1965.
3. PIWOVARSKI E.: *Fonte de înaltă calitate*. Editura tehnică, București, 1967.
4. DRĂGAN I., VERMEȘAN G., ZIRBO GH., ROȘU A.: *Unele aspecte ale comportării la deformare a fontelor cenușii*. Buletinul științific. Institutul politehnic Cluj 1966.
5. VASCENKO K. I., SOFRONI I.: *Fonta cu grafit nodular*. Editura tehnică, București, 1957.
6. DALHEIMER R.: *Strongpressen von Gusseisen*. Industrie Anztreigen 1968, 90 nr. 19 p. 369—371.

Abstract

In this paper deformation behaviour of malleable cast iron with blackheart was studied comparatively with white cast iron of the same composition and with spheroidal graphite cast iron. It was determined deformation resistance and deformation with the temperature dependence of the temperature modification by stamping and drawing. It was also measured the hardness of the iron samples of hot pieces heated and deformed at various temperatures.

UNELE PROBLEME ALE ÎNDESĂRII AMESTECULUI DE FORMARE

VULCU VASILE, IAKAB EMERIC, CONSTANTINESCU ALEXANDRU

Tehnica formării și construcția utilajului pentru executarea formelor au făcut în ultimii ani progrese importante, incomparabile cu oricare perioadă anterioară. Atenția a fost reținută în special de procedeele și utilajele care să permită obținerea prin turnare a unor piese cu suprafețe curate, lipsite de defecte, cu o precizie dimensională ridicată, cheltuieli de producție minime și productivitate maximă. În afara acestor condiții de calitate, economicitate și productivitate s-a urmărit ca aceste utilaje să nu producă zgomot, praf sau să înrăutățească în vreun fel condițiile de muncă în atelierele de formare. Acestea sînt considerentele pentru care îndesarea formelor prin presare la presiuni specifice reduse sau ridicate în combinație cu vibrarea sau împușcarea, au făcut obiectul unor studii aprofundate atît în ceea ce privește tehnologia cît și construcția utilajului corespunzător. De asemenea procedeul de îndesare prin aruncare îndeplinește aceste condiții însă domeniul optim de utilizare se referă la forme și miezuri mari, ori în producția de serie și de masă predomină piesele mici și mijlocii.

În cadrul Institutului politehnic Brașov la catedra „Mașini și utilaje pentru prelucrări la cald”, începînd din anul 1959 s-au efectuat o serie de studii și cercetări referitoare la procesul de îndesare a amestecului de formare cît și asupra utilajului de formare. Pe parcursul anilor rezultatele acestor studii au fost expuse în diverse lucrări parțiale, prezentate la sesiuni de comunicări sau în lucrări de specialitate.

În lucrarea de față pe lângă o sinteză a acestor rezultate se expun ultimele cercetări legate de îndesarea formelor prin vibropresare și împușcare-presare la presiuni specifice reduse și înalte.

În cadrul cercetărilor atenția a fost îndreptată în special asupra procedeului de formare prin presare ca procedeu de bază, completînd îndesarea prin vibropresare sau împușcare. Aceasta pentru faptul că operația de presare, respectiv mașinile lucrînd prin presare nu produc zgomot și trepidații, permit obținerea unui grad de îndesare mult mai

uniform în diversele puncte ale forme în comparație cu procedeul de îndesare prin scuturare combinat cu presarea simplă la presiuni specifice reduse.

În cadrul primelor încercări unde s-a folosit în completarea operației de presare efectuată la presiuni specifice reduse, vibrarea obținută cu ajutorul unui vibrator electromagnetic cu berbec (3), rezultatele au fost superioare îndesării obținute prin scuturare completată de presare, efectuate în aceleași condiții, dar nu în măsură să ne satisfacă, aceasta mai ales dacă se ține seama de faptul că investițiile pentru instalațiile anexe sînt complicate și costisitoare.

Gradul de îndesare măsurat pe suprafețele de separație a forme în punctele arătate în figura 1 a variat în cazul formelor îndesate prin presare simplă și vibropresare cu vibratorul în poziția A sau B așa cum se arată în figura 2.

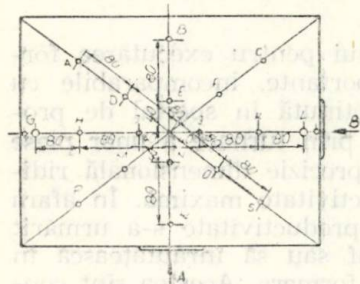


Fig. 1

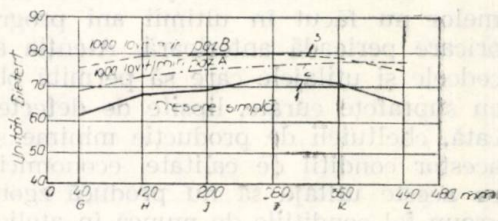


Fig. 2

În poziția A vibratorul este plasat lateral, perpendicular pe axa lungă a plăcii model, iar în poziția B perpendicular pe axa scurtă a plăcii model.

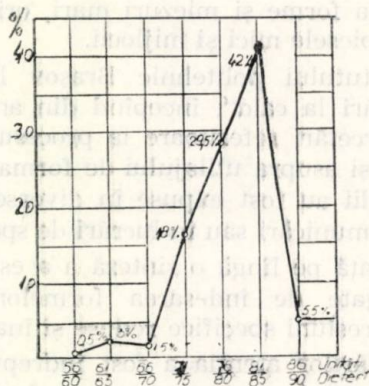


Fig. 3

Din figura 2, rezultă că vibropresarea ridică gradul de îndesare al forme cu 6—14 unități Dietert față de presare simplă și că în poziția B a vibratorului (adică atunci cînd el este plasat perpendicular pe axa

scurtă a forme), se obține o reducere a diferențelor gradului de îndesare între centrul formeii și părțile extreme. Timpul optim de vibropresare variază între 5 și 15 secunde.

Repartiția gaussiană a gradului de îndesare în planul de separație este dată în figura 3.

De aici rezultă că predomină valorile cuprinse între 75 și 80 unități Dietert, valori relativ satisfăcătoare dacă se are în vedere că la îndesarea prin presare simplă predomină valorile apropiate de 70 unități Dietert. Aceste valori minime sînt situate la colțurile și la marginile formeii, așa cum rezultă din figura 4. Pe înălțimea formeii variația apro-

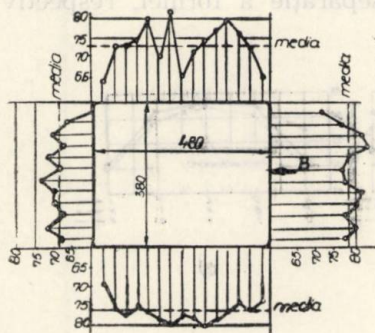


Fig. 4

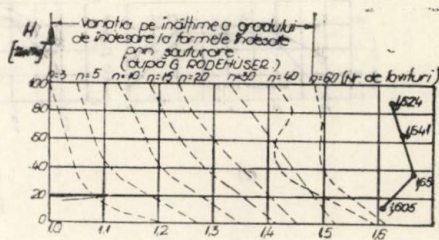


Fig. 5

ximativă a gradului de îndesare este dată în figura 5 — comparativ cu rezultatele altor cercetări (rezultatele determinărilor proprii sînt prezentate cu linie continuă).

Ținînd cont de dezavantajele pe care le prezintă procedeul de îndesare prin vibropresare la presiuni joase în cazul folosirii unui vibrator electromagnetic cu berbec, s-a încercat înlocuirea acestuia cu un turbovibrator pneumatic (6). Încercările au demonstrat în acest caz că poziția

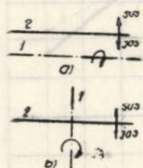


Fig. 6

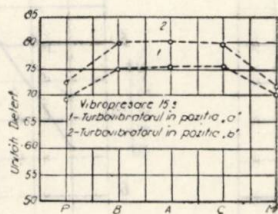


Fig. 7

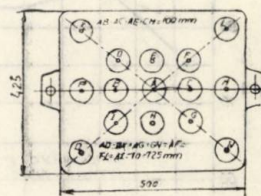


Fig. 8

optimă a vibratorului este aceea cînd axa de rotație a rotorului vibratorului este perpendiculară pe suprafața de separație a plăcii port-model

aşa cum se vede în figura 6. Pentru această situație variația gradului de îndesare pe suprafața de separație a formei este dată în figura 7. Gradul de îndesare fiind de data aceasta măsurat în punctele indicate în figura 8.

Făcînd o analiză comparativă a variației gradului de îndesare pe suprafața de separație a formei și pe suprafața de presare a acesteia pentru cazul îndesării prin presare la presiuni specifice reduse cu cazul îndesării prin scuturare completată de presare la presiuni specifice reduse și vibropresare la presiuni specifice reduse, rezultă așa cum se vede în figura 9, o creștere generală a gradului de îndesare și în același timp reducerea substanțială a diferențelor între valorile minime și maxime în diversele puncte pe suprafața de separație a formei, respectiv omogenizarea gradului de îndesare.

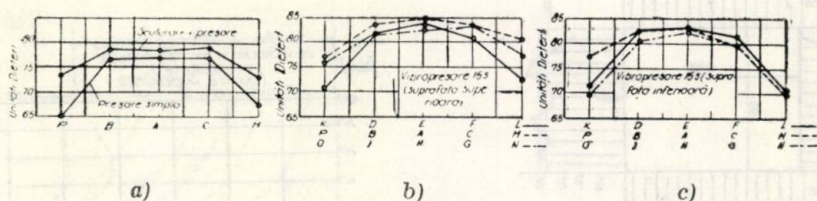


Fig. 9

În cazul îndesării prin vibropresare, figura 9 b și c, gradul de îndesare a crescut la peste 80 unități Dietert, maxim 85 unități, valori care s-au atins în cazul îndesării prin vibropresare la presiuni specifice reduse, cazul din figura 9 b. De remarcat că spre deosebire de vibratorul electromagnetic, turbovibratorul este o instalație simplă, nu necesită o altă formă de energie față de aceea utilizată în mod curent la antrenarea mașinilor de formare și în plus nu produce zgomot sau trepidații cu intensitate mare care să influențeze negativ activitatea în cadrul atelierului de formare.

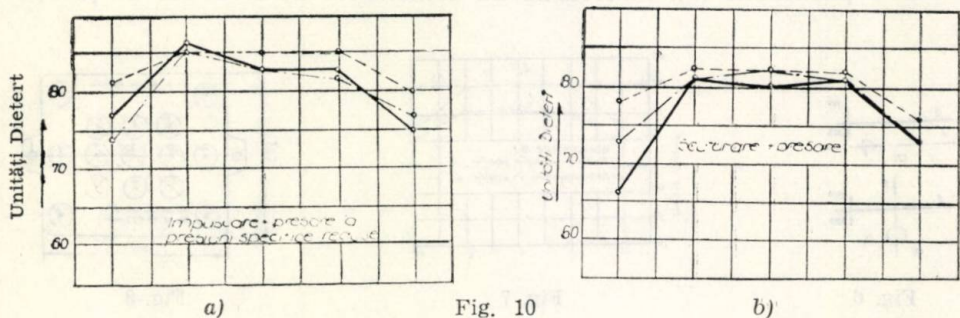


Fig. 10

Tot în cadrul presiunilor specifice joase s-a încercat combinarea îndesării prin presare cu împușcarea. Măsurînd gradul de îndesare în

modul indicat anterior (figura 8), variația lui pe suprafața de separație a formei este în acest caz aceea indicată în figura 10 a și b, dată comparativ cu îndesarea prin presare simplă și îndesare prin scuturare completată de presare.

Din figura 10 se observă că împușcarea ca operație care să completeze îndesarea prin presare este recomandată numai în cazul îndesării formelor la presiuni specifice reduse. Această combinație este și mai avantajoasă când în cadrul unei linii automate, operația de împușcare precede operația de presare și deci concomitent se execută și umplerea formei cu amestec, respectiv dozarea amestecului în formă.

După cum rezultă din cele relatate mai sus, prin toate combinațiile analizate nu s-a putut obține o creștere a gradului de îndesare peste 80—85 unități Dietert, fapt pentru care s-a trecut la studierea altor posibilități de îndesarea amestecului de formare prin care să se poată obține o creștere a gradului de îndesare peste aceste valori.

O creștere substanțială a gradului de îndesare și odată cu aceasta a calității suprafeței și preciziei dimensionale a pieselor turnate se poate obține numai în cazul când presiunile specifice de presare cresc. Pentru obținerea unor presiuni specifice de presare ridicate a fost construită o mașină de formare cu acționare hidraulică și cu sistem de multiplicare a forței de presare prin intermediul unui sistem cu pîrghii (4).

Pe baza datelor obținute și prezentate în figurile 11 a și b, s-a constatat că în cazul îndesării prin presare la presiuni specifice ridicate, gradul de îndesare atinge valori care se situează între 90 și 95 unități Dietert. De remarcat de asemenea că gradul de uniformitate pe suprafața formei crește, valorile fiind mult mai omogene decât în toate cazurile discutate anterior.

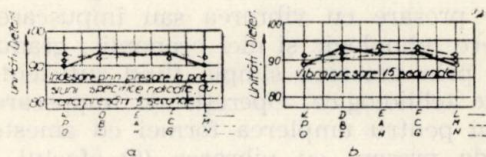


Fig. 11

Așa cum rezultă din figura 11 b, combinarea operației de presare cu vibrarea, atunci când se lucrează la presiuni specifice ridicate nu conduce la creșterea gradului de îndesare, acesta situându-se între aceleași limite ca și în cazul presării simple la presiuni specifice ridicate (figura 11 a).

La îndesarea amestecului prin presare la presiuni specifice ridicate, completarea operației de presare cu împușcarea amestecului în formă nu este justificată. La baza acestei concluzii stau rezultatele expuse în figura 12, de unde se observă că nu se obține o creștere a gradului de îndesare în comparație cu vibropresarea sau presarea simplă la presiuni specifice ridicate. În practică această combinație se folosește nu

atît pentru a spori gradul de îndesare, ci ca operație de umplere a formei cu amestec în cadrul automatelor de formare (ce lucrează la presiuni specifice de presare ridicată).

Din cele expuse, rezultă că în viitor pentru a obține o producție de calitate se impune creșterea presiunii specifice de presare. Dar cum

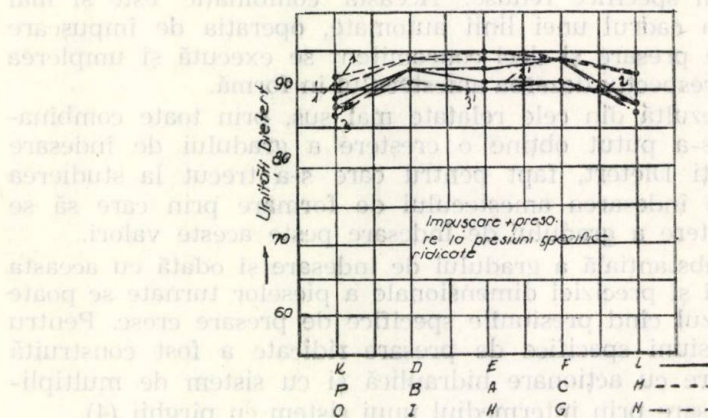


Fig. 12

în prezent o serie de mașini lucrează la presiuni specifice de presare reduse și deci toate instalațiile anexe sînt dimensionate în consecință, o posibilitate de tranziție ar fi aceea de modificare a acestor mașini ca să lucreze prin vibropresare, sau combinat prin împușcare și presare.

În cazul cînd se lucrează la presiuni specifice ridicate, completarea operației de presare cu vibrarea sau împușcarea nu se justifică din punct de vedere tehnologic și nici economic; gradul de îndesare obținut în acest caz prin presarea simplă fiind suficient de ridicat și satisfăcînd exigențele tehnologice. Operația de împușcare poate fi folosită în acest caz numai pentru umplerea formei cu amestec. În cazul combinării operației de presare cu vibrarea (6) efectul maxim se obține atunci cînd operațiile se desfășoară simultan, utilizîndu-se un turbovibrator, acționat cu aer comprimat.

Bibliografie

1. BELEI GH. și POENIȚA V.: *Stabilirea liniilor directe de dotare cu utilaj tehnologic modern a turnătoriilor din R.S.R.* Metalurgia, nr. 1/1967.
2. KAPLIK, R.: *Vyroba forem vysokym mernym tlakem na automatickem formovaci uzlu AFU.* Slévarenství, nr. 4, 5/1967.
3. CAZACU IULIAN și col.: *Contribuții la studiul îndesării formelor prin vibropresare.* Lucrări științifice vol. V, I. P. Brașov, 1962.

4. VULCU VASILE și col.: *Contribuții la studiul îndesării formelor prin vibropresare la presiuni ridicate*. Buletinul I. P. Brașov, seria A, vol. IX/1967.
5. VETIȘKA și ORLOV M. G.: *Explosivni lisovani slévarénschich form*. Slévárenstvi nr. 10/1962.
6. VULCU VASILE și col.: *Considerații în legătură cu posibilitățile de îndesare a formelor prin vibropresare la presiuni specifice reduse*. Metalurgia nr. 2/1968.
7. SVEATKIN K. B.: *Executarea formelor de turnare la presiuni mari*. Ed. T., București, 1964.
8. SKARBINSKY M.: *Doklădnasc Wymiarova Odlewow*. Warszawa V.N.T. 1965.
9. PRISTUPLINK I. N.: *Întrebuințarea vibrații combinate cu îndesarea prin presare a formelor*. Liteinoe proizvodstvo, nr. 11/1963.
10. VULCU VASILE și col.: *Executarea formelor și miezurilor prin împușcare*. Ed. Tehnică, București, 1968.

Zusammenfassung

Die Arbeit behandelt im grossen die Ergebnisse der vom Lehrstuhl für Maschinen und Ausrüstungen für Giessereien seit 1959 bis in die Gegenwart ausgeführten Untersuchungen betreffend das Gebiet der Verdichtung des Formsandes. Zu diesem Zwecke wurden verschiedene Möglichkeiten untersucht, wie: Die Erzielung der Verdichtung durch niedere und hohe Drucke; durch einfaches Pressen, Pressen mit Vibration oder Schiessen und Pressen. Die Schlussfolgerungen sind wichtig im allgemeinen für die Herstellung von Formmaschinen so wie für deren Auswahl durch die verschiedenen verwen-der.

CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA CARBONITRURĂRII ASUPRA REZISTENȚEI LA OBOSEALĂ A OȚELULUI 15CO8

TUDORAN PETRE, GIACOMELLI IOAN, FITERĂU VICTORIA, COSMA RITTA

În cadrul prezentei lucrări s-a urmărit determinarea rezistenței la oboseală a oțelului 15CO8 carbonitrat și compararea ei cu rezistența la oboseală a oțelului 15CO8 cementat.

S-a urmărit totodată determinarea influenței duratei carbonitrurării și a tratamentului termic după carbonitrurare asupra rezistenței la oboseală a oțelului 15CO8.

În acest scop au fost cercetate comparativ șase regimuri diferite de tratament termochimic și termic final. Aceste regimuri pot fi urmărite în tabelul 1.

În paralel cu determinarea rezistenței la oboseală au mai fost urmărite: grosimea stratului, microstructura în strat și miez, durezza stratului și miezului.

1. MATERIALUL ȘI METODA DE CERCETARE

Din bare de oțel din marca 15CO8 cu diametrul de 20 mm aflate în stare de livrare (recoapte), au fost executate epruvete normale de oboseală de tip B după STAS 5878-58 (figura 1).

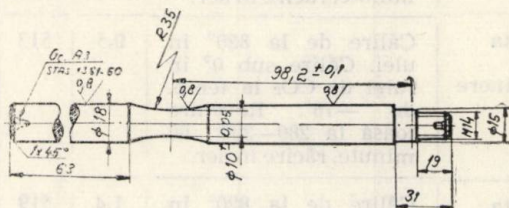


Fig. 1. Schița tipului epruvetei de oboseală utilizate.

Din aceleași bare au mai fost executate probe metalografice pentru determinarea microstructurii, adâncimii stratului cementat sau carbonitrat și a durtății.

Tabelul 1

Regimurile de tratament termo-chimic și termic final aplicate epruvetelor din oțel 15 CO8 și rezultatele obținute.

Notarea regiunii	Tratamentul termo-chimic aplicat	Tratamentul termic final	Adâncimea stratului, mm	Duritatea HV		Rezistența la oboseală	
				strat	miez	kgf/mm ²	N/mm ²
I	Cementare în mediu gazos la temperatura de 850—880° C. Durata de menținere 5 ore. Răcirea în aer de la temperatura de cementare.	Călirea I-a de la 860° în ulei. Revenire înaltă la 520—580°, timp de 45 min, răcire în aer. Călirea a II-a de la 820° în ulei. Revenire joasă la 280—300°, 60 min. răcire în aer.	0,6	518	181	37,5	367,87
II	Carbonitrare la temperatura de 880° în amestec de 75 % CH ₄ + 25 % NH ₃ cu răcire în aer de la temperatura de carbonitrare	Durata de menținere 4 ore Călirea I-a de la 860° în ulei. Revenire înaltă la 520—580°, 45 minute și răcire în aer. Călirea a II-a de la 820° în ulei. Revenirea joasă la 280—300°, 60 minute, răcire în aer.	0,9	508	214	53	519,93
III		Călire de la 820° în ulei. Revenire joasă la 280—300°, 180 minute, răcire în aer.	0,9	588	188	51,5	505,21
IV		Călire de la 820° în ulei. Călire sub 0° în fulgi de CO ₂ la temp. de —78°. Revenire joasă la 280—300°, 60 minute, răcire în aer.	0,9	579	194	44,5	436,54
V		Durata de menținere 2 ore Călire de la 820° în ulei. Călire sub 0° în fulgi de CO ₂ la temp. de —78°. Revenire joasă la 280—300°, 60 minute, răcire în aer.	0,5	513	193	37	362,97
VI	Durata de menținere 6 ore	Călire de la 820° în ulei. Călire sub 0° în fulgi de CO ₂ la temp. de —78°. Revenire joasă la 280—300°, 60 minute, răcire în aer.	1,4	519	212	44,25	434,09

Epruvetele de oboseală și probele metalografice executate au fost împărțite în șase loturi. Fiecare lot de epruvete de oboseală a cuprins 10 epruvete. Fiecare lot de epruvete de oboseală și probe metalografice a fost supus în continuare unui anumit regim de tratament termo-chimic și termic.

Descrierea acestor regimuri este dată în tabelul 1.

Regimul I. prezintă cazul clasic de cementare în mediu gazos, urmată de tratamentul termic final, aplicat în mod obișnuit unor piese din oțel 15CO8 de la care se cere în exploatare o duritate de 52—58 HRC.

Introducerea revenirii înalte între cele două operații de călire are drept scop separarea și coagularea carburilor din stratul cementat, în vederea îmbunătățirii prelucrabilității prin așchiere și micșorării procentului de austenită reziduală din structura stratului cementat.

Regimurilor II—VI au fost supuse loturile de probe destinate carbonitrurării. Carbonitrurarea a fost efectuată într-o instalație a cărei schemă este dată în figura 2.

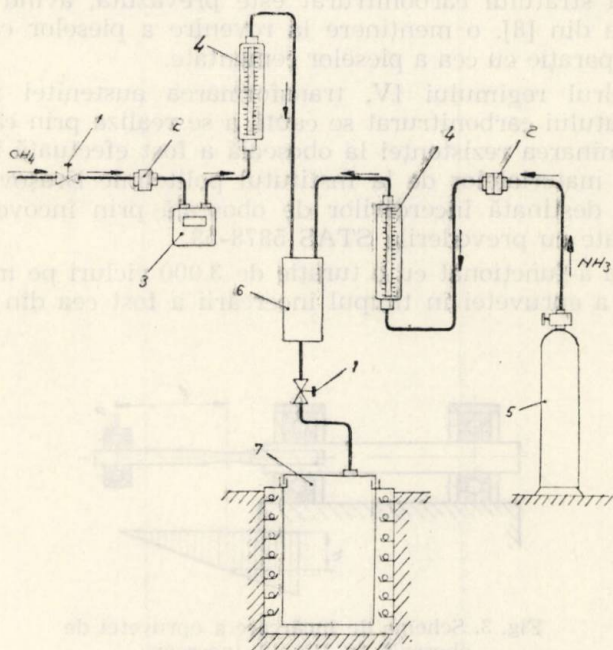


Fig. 2. Schema instalației de carbonitrurare utilizate.

- 1. — robinet ; 2. — reductor de presiune ; 3. — contor gaz metan ;
- 4. — debitmetru (rotametrul) ; 5. — butelie de amoniac ; 6 — amestecător ; 7. — cuptor.

Pentru obținerea unor grosimi variabile ale stratului carbonitrurat diferitele loturi de epruvete carbonitrate au fost menținute durate diferite la temperatura de carbonitrurare, respectiv : 2 ore (regimul V), 4 ore (regimurile II, III și IV) și 6 ore (regimul VI).

În vederea obținerii de date privitoare la influența tratamentului termic final asupra rezistenței la oboseală, epruvetele carbonitrate timp de 4 ore au fost supuse în continuare unor regimuri de tratament termic final diferite.

La fixarea acestor regimuri de tratament termic diferit, după carbonitrurare s-a avut în vedere faptul că în stratul carbonitrat din cauza influenței suplimentare a azotului apare o cantitate de austenită reziduală și mai mare decât în stratul cementat. Asupra acestei situații se atrage atenția și în [1], [7] și [8].

Tratamentul termic după carbonitrurare trebuie să contribuie printre altele și la reducerea acestei cantități sporite de austenită reziduală din structura stratului carbonitrat.

În cazul regimului II acest lucru se realizează, ca și în cazul pieselor cementate, printr-o revenire înaltă, intercalată între cele două operații de călire.

În regimul III pentru reducerea cantității de austenită reziduală din structura stratului carbonitrat este prevăzută, avînd în vedere și recomandarea din [8], o menținere la revenire a pieselor carbonitrate, triplă în comparație cu cea a pieselor cementate.

În cadrul regimului IV, transformarea austenitei reziduale din structura stratului carbonitrat se caută a se realiza prin călire sub 0°C .

Determinarea rezistenței la oboseală a fost efectuată în laboratorul de rezistența materialelor de la Institutul politehnic Brașov pe o mașină cu 4 posturi destinată încercărilor de oboseală prin încovoiere rotativă, în conformitate cu prevederile STAS 5878-58.

Mașina a funcționat cu o turație de 3.000 cicluri pe minut. Schema de încărcare a epruvetei în timpul încercării a fost cea din figura 3.

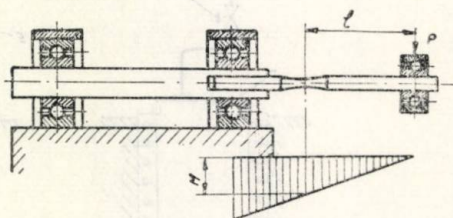


Fig. 3. Schema de încărcare a epruvetei de oboseală în timpul încercării.

Rezistența la oboseală aproximativă (σ) a fost considerată conform STAS 5878-58 egală cu $0,6 \sigma_r$, drept σ_r pentru oțelul 15CO8 cementat și carbonitrat luîndu-se după [9] valoarea de 70 kgf/mm^2 .

Pe baza rezistenței la oboseală astfel approximate, a dimensiunilor epruvetei de oboseală utilizate și a schemei de încărcare, a fost determinată valoarea sarcinii de încărcare P după formula:

$$P = \frac{\sigma \cdot W}{l}$$

în care :

P — este sarcina aplicată asupra epruvetei,

W — modulul de rezistență, dat de formula $W = \frac{\pi D^3}{32}$

D — diametrul epruvetei în secțiunea de rupere,

l — brațul de aplicare a sarcinii (vezi figura 3).

În funcție de numărul de cicluri suportat de prima epruvetă (sub 10^7 cicluri sau peste 10^7 cicluri) la epruvetele următoare eforturile au fost micșorate sau mărite cu câte 1 sau 2 kgf/mm², urmărindu-se determinarea în acest fel a rezistenței la oboseală, adică a efortului suportat de epruvetă la 10 milioane de cicluri.

Împreună cu epruvetele de oboseală, tratamentul termochimic și termic final au fost supuse probe metalografice.

Pe probele metalografice tratate în aceleași condiții ca și epruvetele de oboseală a fost efectuată determinarea grosimii stratului cementat sau carbonitrat, a microstructurii stratului, a miezului și a durității stratului și miezului.

În vederea măsurării grosimii stratului cementat sau carbonitrat epruvetele au fost supuse unei recoaceri la temperatura de 820°C timp de 15 minute și răcite cu cuptorul de la această temperatură.

2. REZULTATELE OBTINUTE ȘI INTERPRETAREA LOR

Rezultatele determinărilor efectuate sînt date în tabelul 1. Din analiza datelor prezentate în tabelul 1 rezultă următoarele :

Determinarea adîncimii stratului

Conform datelor din tabelul 1, la aceeași temperatură de tratament termochimic și aceeași durată de menținere, prin carbonitrurare se obțin adîncimi mai mari ale stratului decît prin cementare.

În cazul cementării la temperatura de 850—880° s-a obținut o grosime de 0,6 mm a stratului, în timp ce prin carbonitrurare la aceeași temperatură (880°), într-un timp mai scurt s-a obținut o grosime mai mare, respectiv 0,9 mm.

Difuziunea mai intensă a atomilor de carbon în cazul carbonitrurării se explică prin aceea că, datorită prezenței amoniacului și formării acidului cianhidric (HCN), faza gazoasă devine mai activă pe de o parte, iar pe de altă parte datorită faptului că saturarea cu azot a suprafeței oțelului, care are loc începînd de la temperaturi de 470°, determină apariția unui strat de soluție solidă care crește în grosime și a cărei rețea α începe să se transforme în rețea de tip γ.

Difuziunea carbonului în această rețea metastabilă este mult accelerată [6].

Datorită prezenței acestui strat de soluție solidă, începînd de la temperaturi de 470° și difuziunii mai accelerate a carbonului în acest strat, în cazul carbonitrurării, saturarea cu carbon începe încă în timpul încălzirii și decurge mai intens obținîndu-se astfel la carbonitrurare straturi mai groase decît în cazul cementării [6].

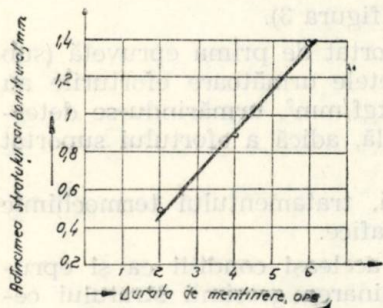


Fig. 4. Oțel 15CO8. Carbonitrurare în mediu gazos format din 75% CH_4 și 20% NH_3 la temperatura de 880°C . Variația adîncimii stratului carbonitrurat în funcție de durata de menținere.

Adîncimea stratului carbonitrurat depinde ca și în cazul cementării de temperatura la care se efectuează tratamentul și de durata de menținere.

În experiențele noastre temperatura de carbonitrurare a fost constantă (880°) variîndu-se durata de menținere în vederea obținerii unor adîncimi variabile ale stratului.

Variația adîncimii stratului carbonitrurat obținut la oțelul 15CO8 în funcție de durata de menținere este dată în diagrama din figura 4.

Cercetarea microstructurii straturilor cementate și carbonitrate și a miezului probelor respective a dus la următoarele rezultate:

Probele cementate prezintă o zonă troosto-martensitică cu carburi în strat (figura 5) și o structură ferito-perlitică în miez (figura 6).

Studiîndu-se influența regimului de tratament termic după carbonitrurare (regimurile II, III și IV) asupra structurii stratului carbonitrurat s-a constatat că în cazul carbonitrurării, spre deosebire de cazul cementării, revenirea înaltă intercalată între cele două căliri (regimul II) nu asigură (probabil datorită influenței suplimentare a azotului) o reducere substanțială a austenitei reziduale din structură. Austenita reziduală apare în cantități destul de mari în structura stratului carbonitrurat (figura 7), făcînd ca duritatea să fie mai mică decît cea obținută prin cementare (regimul I) și decît cea obținută prin celelalte regimuri de tratament termic final la piesele carbonitrate în aceleași condiții (regimurile III și IV).

Asupra rezistenței la oboseală (așa cum se vede în tabelul 1) prezența austenitei reziduale nu are însă un efect nefavorabil, epruvele astfel tratate avînd cea mai bună rezistență la oboseală.

Călirea urmată de o revenire (regimul III) cu durata de menținere triplă față de cazul cementării (regimul I) și față de cazul precedent



Fig. 5. Oțel 15CO8. Cementare în mediu de CH_4 la temperatura de 850-880°C timp de 5 ore. Microstructura stratului cementat după regimul I: martensită, troostită și carburi. 250 : 1.

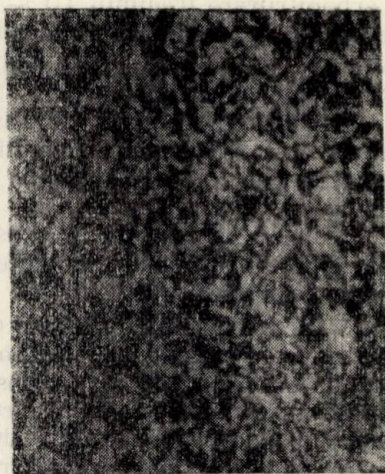


Fig. 6. Oțel 15 CO8. Cementare după regimul I : microstructura miezului. Ferită + perlită. 250 : 1. ,



Fig. 7. Oțel 15CO8. Carbonitrurare în mediu de 75% CH_4 + 25 NH_3 la temperatura de 880°C. Tratament după carbonitrurare după regimul II. Microstructura stratului carbonitrat : martensită, troostită, austenită și carbonitruri. 250 : 1.

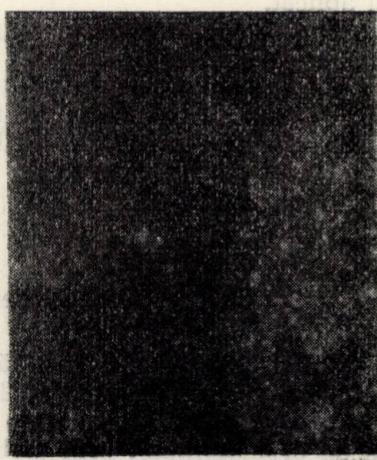


Fig. 8. Oțel 15CO8. Carbonitrurare și tratament termic final după regimul III. Microstructura stratului carbonitrat : martensită, troostită și carbonitruri. 250 : 1.

de carbonitrurare (regimul II) s-a dovedit o metodă eficace de reducere a cantității de austenită reziduală din structura stratului carbonitrurat (figura 8), prin acest regim obținându-se în strat o structură troostomartensitică cu carbonitruri.

Reducerea cantității de austenită reziduală din structura stratului carbonitrurat s-a reflectat pozitiv și în valorile de duritate obținute, superioare față de cele obținute prin cementare și prin regimul de tratament anterior (regimul II).

Valorile rezistenței la oboseală obținute în acest caz sînt de asemenea ridicate și foarte apropiate de cele maxime obținute prin regimul precedent (regimul II).

Călirea de la 820° urmată de călire sub 0° și revenire (regimul IV) a asigurat o reducere satisfăcătoare a austeniei reziduale din structura stratului carbonitrurat, care a fost, ca și în cazul precedent, formată din troostită, martensită și carbonitruri și o duritate ridicată. Rezistența la oboseală a epruvetelor tratate după acest regim a fost inferioară celei obținute prin regimurile anterioare (II și III).

În ceea ce privește structura miezului probelor carbonitrate, ea a fost ca și la probele cementate, formată din ferită și perlită.

Determinările durităților straturilor și miezului probelor cementate și carbonitrate au arătat următoarele :

Duritatea miezului a variat între 180—215 HB, înregistrîndu-se în general diferențe mici în funcție de regimul de tratament termic final aplicat.

Duritățile straturilor obținute prin carbonitrurare sînt foarte apropiate de cele obținute prin cementare. Regimul de tratament efectuat după carbonitrurare influențează duritatea stratului.

Duritățile cele mai ridicate, apropiate între ele, au fost obținute în cazul aplicării regimurilor III și IV. Duritatea insuficientă a stratului carbonitrurat în comparație cu a stratului cementat, se obține prin aplicarea regimului II.

Rezistența la oboseală

Datele din tabelul 1 arată în mod evident că prin carbonitrurare se obține o rezistență la oboseală superioară celei obținute prin cementare. Dacă prin cementare timp de 5 ore se obține o rezistență la oboseală de 37,5 kgf/mm², prin carbonitrurare, într-un timp chiar ceva mai scurt (4 ore) și același regim de tratament termic ulterior, s-a obținut o rezistență la oboseală mult mai ridicată, respectiv 53 kgf/mm². Rezultă deci că rezistența la oboseală obținută prin carbonitrurare este cu aproximativ 40 % mai ridicată decît cea obținută prin cementare. Aplicarea carbonitrurării în locul cementării la piesele solicitate ciclic este deci de natură să ducă la mărirea considerabilă a duratei de funcționare a pieselor. O rezistență la oboseală aproximativ egală cu cea obținută prin

cementare se obține în cazul carbonitrurării la o durată de menținere de numai 2 ore (regimul V).

Avantajele carbonitrurării în ceea ce privește asigurarea unei rezistențe la oboseală ridicată apar ca indiscutabile.

Rezultatele obținute în cadrul prezentei lucrări sînt în concordanță cu cele publicate în [5] și [6], de unde rezultă de asemenea influența favorabilă a carbonitrurării asupra rezistenței la oboseală. În aceste lucrări însă, rezistența la oboseală obținută prin carbonitrurare nu este comparată cu cea obținută prin cementare ci cu cea obținută la probe netratate termochimic și doar călite și revenite [6].

În cadrul lucrării de față a fost studiată de asemenea influența adîncimii stratului asupra rezistenței la oboseală.

Curba, care arată variația rezistenței la oboseală în funcție de grosimea stratului carbonitrurat, construită după datele din tabelul 1, regimurile IV, V și VI, arată că rezistența la oboseală crește cu creșterea adîncimii stratului pînă la un punct, iar apoi începe să scadă (figura 9).

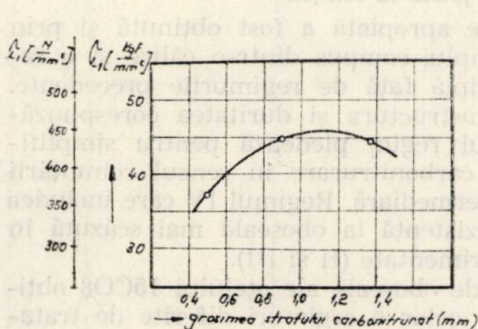


Fig. 9. Oțel 15CO8 carbonitrurat în mediu de 75% CH_4 + 25% NH_3 la temperatura de 880°C. Tratamentul termic final după regimul IV. Variația rezistenței la oboseală în funcție de adîncimea stratului carbonitrurat.

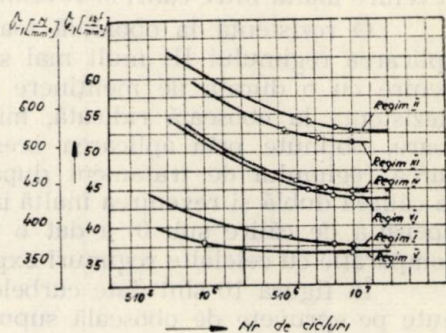


Fig. 10. Curbele de oboseală ale epruvetelor cementate sau carbonitrate și tratate termic în mod diferit după carbonitrurare.

Curba obținută de noi (figura 9) prezintă un maxim la adîncimi ale stratului de 1,0—1,2 mm.

Studiind influența adîncimii stratului carbonitrurat asupra rezistenței la oboseală a oțelului St. 3 cu durezza finală de 58—61 HRC, Kotov [6] obține o curbă cu punctul maxim la adîncimi ale stratului de 0,8—1,0 mm.

Tauscher H. și Stecher E. [10] studiind influența adîncimii stratului cementat asupra rezistenței la oboseală constată același tip de variație a rezistenței la oboseală în funcție de adîncimea stratului cementat.

În lucrarea [10] se arată însă că poziția maximum-ului depinde de marca oțelului, conținutul de carbon în strat și tratamentul termic la care a fost supus oțelul.

După Finnern B. [11] însă, în cazul cînd procentul de carbon de la suprafață nu depășește 0,9 % tratamentul după cementare nu influențează în mod esențial nici structura și nici rezistența la oboseală.

Rezultatele publicate de Tauscher și Stecher pe de o parte și Finnern pe de altă parte au fost obținute pe epruvete cementate și nu carbonitrate.

Pentru cazul carbonitrurării, în literatura consultată nu am găsit date, care să arate influența tratamentului efectuat după carbonitrurare asupra rezistenței la oboseală.

Aplicînd regimuri de tratament termic diferite după carbonitrurarea epruvetelor menținute timp de 4 ore la temperatura de carbonitrurare, noi am obținut rezistențe la oboseală diferite, ceea ce arată că regimul de tratament termic aplicat după carbonitrurare, influențează în mare măsură valorile rezistenței la oboseală. Rezistența la oboseală maximă a fost obținută la epruvetele supuse regimului II format din călire dublă, revenire înaltă între căliri și revenire joasă la sfîrșit.

O rezistență la oboseală foarte apropiată a fost obținută și prin aplicarea regimului III mult mai simplu, compus dintr-o călire și o revenire cu o durată de menținere triplă față de regimurile precedente. Rezistența la oboseală ridicată, microstructura și duritatea corespunzătoare, obținute prin aplicarea acestui regim pledeză pentru simplificarea regimului de tratament după carbonitrurare în sensul renunțării la călirea dublă și revenirea înaltă intermediară. Regimul IV care includea operația de călire sub 0° a dat o rezistență la oboseală mai scăzută în comparație cu celelalte regimuri experimentate (II și III).

În figura 10 sînt date curbele de oboseală ale oțelului 15CO8 obținute pe epruvete de oboseală supuse celor 6 regimuri diferite de tratament termochimic și termic final.

După cum se vede din această diagramă curbele variației rezistenței la oboseală a probelor carbonitrate timp de 4 ore se află situate mult deasupra curbei de oboseală a epruvetelor cementate timp de 5 ore. Curba rezistenței la oboseală a epruvetelor cementate 5 ore este foarte apropiată, deși puțin superioară, de curba rezistenței la oboseală a epruvetelor carbonitrate timp de numai 2 ore.

Aceasta dovedește odată în plus avantajele carbonitrurării față de cementare la piesele solicitate ciclic.

3. Concluzii

1. Prin tratamentul termochimic de carbonitrurare se obține o rezistență la oboseală superioară (cu aproximativ 40 %) celei obținute prin cementare.

Avînd în vedere și avantajele economice care se obțin, înlocuirea cementării prin carbonitrurare la piesele solicitate ciclic apare justificată din punct de vedere tehnic și economic.

2. Rezistența la oboseală variază în funcție de adîncimea stratului carbonitrurat și de tratamentul termic aplicat după carbonitrurare. În cazul aplicării unui tratament termic final de tipul regimului IV din prezenta lucrare rezistența la oboseală maximă la oțelul 15CO8 se obține la adîncimi ale stratului carbonitrurat de 1,0—1,2 mm. Pentru alte mărci de oțeluri sau alte regimuri de tratament după carbonitrurare e necesar să se stabilească adîncimea optimă a stratului din punct de vedere al rezistenței la oboseală.

3. Studiindu-se influența diferitelor regimuri de tratament termic după carbonitrurare asupra microstructurii, durității și rezistenței la oboseală a oțelului 15CO8 s-a ajuns la concluzia că regimul de călire simplă urmată de revenire cu o durată de menținere triplă față de cazurile obișnuite asigură reducerea corespunzătoare a cantității de austenită reziduală din stratul carbonitrurat și o rezistență la oboseală ridicată.

4. Examenul microstructurii după diferite regimuri de tratament termic final aplicat a arătat că spre deosebire de cementare, în cazul carbonitrurării revenirea înaltă intercalată între cele două căliri nu asigură reducerea corespunzătoare a cantității de austenită reziduală din strat și face ca duritatea finală să fie sub valoarea dorită.

Abstract

In this paper one researches the fatigue strength of the 15CO8 steel, by comparison with the fatigue strength of the same carburized steel.

One researches the influence on the fatigue strength of the carbonitrurated bed depth too and of the heat treatment regime, effectuated after the carbonituration.

One finds that by carbonituration one obtains a superior fatigue strength, 40 % approximatively, than by carburizing.

The heat treatment after the carbonituration influences to a great extent the fatigue strength of the 15CO8 steel.

Bibliografie

1. *Cercetări cu privire la tratamentul de carbonitrurare*. Experiența uzinei „I. C. Frimu” Sinaia. I.D.T., București, 1962.
2. TEODORESCU A.: *Tratamente termice în atmosfere controlate*. Editura tehnică, București, 1964.
3. TUDORAN P. și col.: *Încercări de carbonitrurare a oțelurilor OLC15, 15CO7, 13CN35 și 20MoC12*. Conferința științifică a catedrelor Tehnologia metalelor și Prelucrări la cald, Institutul politehnic Brașov, 1965.

4. TUDORAN P., GIACOMELLI I., FITERĂU V.: *Cercetări privind înlocuirea tratamentului de cementare prin tratament de carbonitrurare la oțelul 15CO8 cu aplicație la semiaxele motorei „Carpați”. Conferința științifică a catedrelor Tehnologia metalelor și Prelucrări la cald, Institutul politehnic Brașov, ianuarie 1967.*
5. RAIȚEȘ V. B.: *Tehnologhiia himico-termiceskoi obrabotki na mašinostoitelnih zavodah*. „Mašinostroenie”, Moskva, 1965, pag. 207—221.
6. KOTOV O. K.: *Poverhnostnoe uprocinenie detalei mašin himico-termiceskimi metodami*. „Mașghiz”, 1961, pag. 152—162.
7. HOUDREMONT E.: *Handbuch der Sonderstahlkunde*. Band. II, Springer Verlag, 1956.
8. ASSONOV A. D.: *Sovremennie metodi termiceskoi obrabotki*. „Mašinostroenie”, 1964.
9. MICLOȘI V., POPESCU N., STERE N.: *Îndrumar pentru alegerea oțelurilor*. Ed. tehnică, București, 1966, tabelul 10.
10. TAUSCHER H., STECHER E.: *Das verhalten der Einsatzstähle bei Dauerschwingbeanspruchung*. „Maschinenbautechnik”, 11, nr. 1, 1962, p. 37—44.
11. FINNERN B.: *Verleich der Dauerfestigkeit und Mesänderung nach Aufkohlen bei 930 und 980° C*. „Härtereitechn. Mitt”, 1962, 17, nr. 1, pag. 12—23.
12. HEMPEL M., HILLNHAGEN E.: *Einfluss des Kohlenstoffgehaltes auf die Wechselfestigkeit technischer Reineisensorten*. „Arch. Eisenhüttenwesen”. 1968, 39, nr. 4, pag. 283—298.

Abstract

In this paper we research the fatigue strength of the 15CO8 steel by comparison with the fatigue strength of the same carburized steel. The researches the influence on the fatigue strength of the carburized steel depth, the end of the heat treatment regime, effected after the carburizing.

One finds that by carburizing one obtains a superior fatigue strength, approximately, than by carburizing.

The heat treatment after the carburization influences to a great extent the fatigue strength of the 15CO8 steel.

Bibliografie

1. Cercetări privind înlocuirea tratamentului de carbonitrurare la oțelul 15CO8 cu aplicație la semiaxele motorei „Carpați”. Conferința științifică a catedrelor Tehnologia metalelor și Prelucrări la cald, Institutul politehnic Brașov, ianuarie 1967.
2. RAIȚEȘ V. B.: *Tehnologhiia himico-termiceskoi obrabotki na mašinostoitelnih zavodah*. „Mašinostroenie”, Moskva, 1965, pag. 207—221.
3. KOTOV O. K.: *Poverhnostnoe uprocinenie detalei mašin himico-termiceskimi metodami*. „Mașghiz”, 1961, pag. 152—162.
4. HOUDREMONT E.: *Handbuch der Sonderstahlkunde*. Band. II, Springer Verlag, 1956.
5. ASSONOV A. D.: *Sovremennie metodi termiceskoi obrabotki*. „Mašinostroenie”, 1964.
6. MICLOȘI V., POPESCU N., STERE N.: *Îndrumar pentru alegerea oțelurilor*. Ed. tehnică, București, 1966, tabelul 10.
7. TAUSCHER H., STECHER E.: *Das verhalten der Einsatzstähle bei Dauerschwingbeanspruchung*. „Maschinenbautechnik”, 11, nr. 1, 1962, p. 37—44.
8. FINNERN B.: *Verleich der Dauerfestigkeit und Mesänderung nach Aufkohlen bei 930 und 980° C*. „Härtereitechn. Mitt”, 1962, 17, nr. 1, pag. 12—23.
9. HEMPEL M., HILLNHAGEN E.: *Einfluss des Kohlenstoffgehaltes auf die Wechselfestigkeit technischer Reineisensorten*. „Arch. Eisenhüttenwesen”. 1968, 39, nr. 4, pag. 283—298.

DETERMINAREA REGIMURILOR DE AȘCHIERE ȘI A GEOMETRIEI OPTIME ALE SCULELOR PENTRU ALIAJE DE ALUMINIU FABRICATE ÎN R. S. R.

SAUER LEOPOLD, DRĂGHICI GHERMAN, POPESCU ION,
HOLLANDA DIONISIE, TUREAC ION, BOANGIU GHEORGHE, IVAN NICOLAE,
BOGDAN CONSTANTIN

În construcția de mașini, electrotehnică, construcție de aparate și în alte domenii importante ale tehnicii, utilizarea aliajelor de aluminiu devine din ce în ce mai rațională, îndeosebi ca material pentru piese turnate în cochile sau sub presiune. Lărgirea utilizării aliajelor de aluminiu se datorește proprietății lor, care asigură următoarele avantaje :

- Greutate specifică mică și valori de rezistență suficient de mari, care la aliaje de Al-Cu-Si (cu sau fără adaos de magneziu) se apropie de cele ale fontei cenușii :

- Sudabilitate bună și sigură ;

- Rezistență mare la coroziune ;

- Posibilitatea galvanizării, eloxării și lăcuirii ;

- Posibilitatea turnării acestor aliaje combinate cu fontă, oțel sau alte metale neferoase ;

- Utilizarea vitezelor de așchiere de patru-cinci ori mai mari decât la prelucrarea oțelurilor, ceea ce asigură un debit de așchii corespunzător mai mare și deci o productivitate ridicată ;

- Posibilitatea de a folosi avansuri de prelucrare mari, prin care se exclud operațiile de degroșare.

Pentru stabilirea prelucrabilității materialelor cât și pentru așchieră rațională a pieselor s-au efectuat în decursul anilor o serie de cercetări și experiențe prin care s-a putut ajunge la performanțele de astăzi. Având în vedere că aceste cercetări se referă mai toate la așchieră materialelor feroase, și întrucât în cazul special al aliajelor de aluminiu s-au efectuat relativ puține măsurări, literatura tehnică de specialitate indică date adoptate comparativ cu rezultatele obținute la așchieră aliajelor feroase, privind regimurile optime de așchiere care nu sint unitare.

Din acest motiv studierea caracteristicilor de prelucrabilitate pentru aliaje de aluminiu a devenit o necesitate imperioasă luînd în considerare și faptul că acest material, a cărui prelucrabilitate încă nu a fost verificată, se produce pentru prima dată în țară.

Tema de cercetare cuprinde un număr mare de factori și condiții. Rezolvarea ei integrală presupune un număr deosebit de mare de încercări în condiții de lucru variate (pe diferite aliaje de aluminiu și pentru procedeele de așchiere cele mai reprezentative, utilizînd scule de așchiere cu geometrii diferite).

La stabilirea metodice de cercetare s-a ținut seama de proprietățile fizice ale aliajelor de aluminiu care influențează categoric prelucrabilitatea lor, de realizările și concluziile cercetărilor asupra prelucrabilității materialelor feroase și de posibilitățile existente în laboratorul institutului pentru efectuarea experiențelor și a măsurărilor. Astfel s-a luat în considerare că piesele din aluminiu posedă o elasticitate mai mare decît cele din oțel, ceea ce se concretizează printr-o rezistență mai mică la deformare, proprietate ce duce implicit la viteze de așchiere considerabil mai mari, decît în cazul așchierii oțelurilor, condiționînd prelucrarea pe mașini cu turații corespunzător mai mari. De asemenea s-a ținut seamă că această proprietate caracteristică, impune o geometrie specifică tășurilor sculelor de așchiere, în special adoptarea unghiurilor de degajare mari; sculele putînd fi fabricate atît din oțeluri rapide cît și din carburi metalice sau diamante. Un alt fenomen ce apare la prelucrarea aliajelor de aluminiu este cel de aderare a așchiilor pe fețele tășurilor, îndeosebi în cazul în care duritatea aliajului se situează sub HB 80.

Presupunînd o dependență parabolică între forța de așchiere și avans și considerînd valabile și în cazul aliajelor de aluminiu relațiile de interdependență între durabilitate și viteza de așchiere, stabilite de Taylor și Time, metoda de cercetare s-a elaborat în baza teoriei clasice a așchierii.

Pentru a putea realiza vitezele de așchiere mari cu utilajul existent s-a recurs la semifabricate turnate de diametre mari, efectuînd încercările asupra trei tipuri de aliaje (în stare calită) :

ATSi5Cu5 HB71

ATSi11Cu3Mg HB72

ATSi12CuMgNi HB60

Cercetarea s-a axat asupra următoarelor obiective :

- a) Studiul componentelor forței de așchiere,
- b) Studiul uzurii și durabilității sculelor și stabilirea regimurilor raționale.

STUDIUL FORTELOR DE AȘCHIERE

Pentru stabilirea dependenței forței de așchiere de condițiile de așchiere, s-au avut în vedere pe lângă caracteristicile materialului de prelucrat, atât influența factorilor de regim, în special cei ce determină secțiunea de așchiere cât și efectul unghiului de degajare al tăișului asupra mărimii forțelor.

Pentru determinarea componentelor forței de așchiere P_z , P_y , P_x s-au utilizat două dinamometre de construcție originală executate în laboratorul de mașini-unelte al Institutului. S-a considerat că dinamometrele clasice nu permit obținerea unor rezultate suficient de precise, datorită influențelor reciproce ale componentelor forței totale de așchiere. Aparatele cu care s-au făcut măsurări permit determinarea separată a fiecărei componente simultan cu anularea celorlalte. S-a ajuns astfel la construcții simple și robuste, care pot furniza date suficient de precise, oferind în plus posibilitatea realizării unor grade de sensibilitate egale pe toate direcțiile.

Unul din dinamometre a fost construit pentru măsurarea componentei P_y la strunjirea ortogonală, componenta P_z fiind anulată, iar al doilea, avînd o utilitate generală, servește pentru măsurarea separată — dar simultană — cu două traductoare a componentelor P_z și P_x (componenta P_y fiind anulată). Inițial s-au folosit traductoare rezistive montate în circuitul unei punți tensometrice de tip ORION, dotată cu o casetă de comutare pentru măsurarea alternativă a componentelor P_z și P_x . În cea de a doua etapă determinările s-au făcut cu aceleași dinamometre echipate cu traductoare pneumatice folosindu-se un aparat de tip AEROMESS cu două coloane de măsurare.

Determinările s-au făcut cu cuțite din oțel rapid RW 180 cu următoarea geometrie :

$$\gamma = 24^\circ ; \quad 28^\circ \text{ și } 34^\circ ; \quad \kappa = 45^\circ \quad \kappa_1 = 90^\circ$$

$$\alpha = 8^\circ ; \quad \lambda = 0^\circ ; \quad \alpha_1 = 6^\circ ; \quad r = 0,2 (mm)$$

iar regimul de așchiere cercetat a cuprins următoarele valori :

- adîncimea de așchiere $t = 0,5-3$ mm,
- avansul $s = 0,05-1$ mm/rot,
- viteza de așchiere 200—400 m/min.

Rezultatele obținute după prelucrarea datelor experimentale s-au concretizat în diagramele prezentate în figura 1 și 2.

Din diagramele (figura 1 a și b) se observă creșterea componentei principale P_z o dată cu creșterea avansului și a adîncimii de așchiere, precum micșorarea ei cu creșterea unghiului de degajare. Se constată o dependență parabolică — pe de o parte — între forțele de așchiere

și avans — pe de altă parte — între forțele de așchiere și adâncimea de așchiere. Această dependentă poate fi considerată de forma :

$$P_z = C_s S^{x_{Pz}} \text{ și } P_z = C_t t^{y_{Pz}}$$

rezultînd :

$$P_z = C_{Pz} S^{x_{Pz}} t^{y_{Pz}}$$

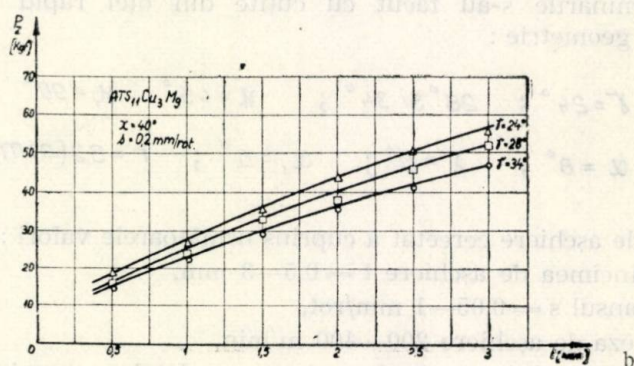
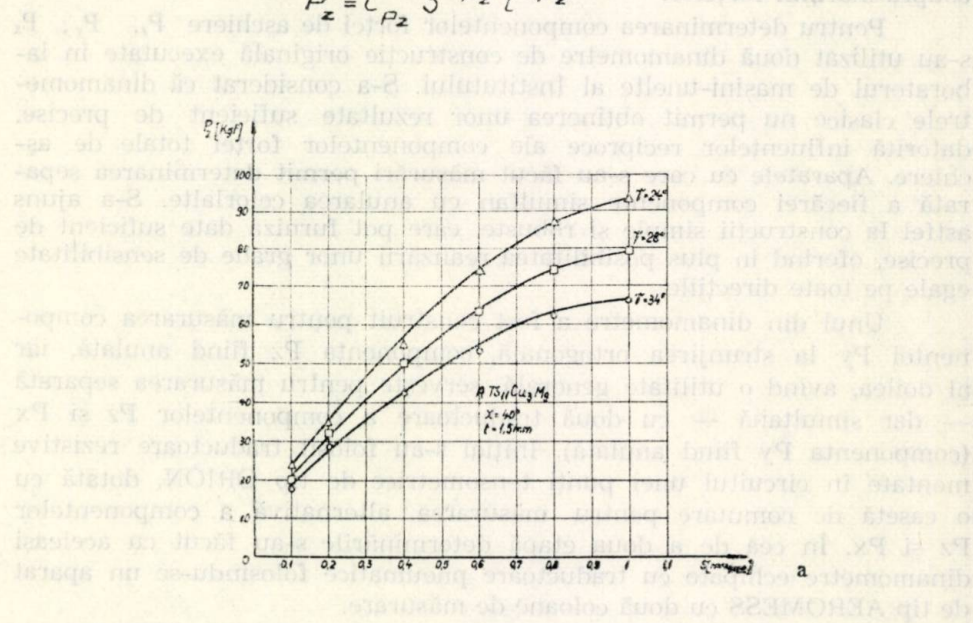


Fig. 1

Reprezentarea acestor variații într-un sistem de coordonate logaritmice (figura 2 a și b), permite mai întâi determinarea exponenților și apoi a constantei C_{Pz} .

$$X_{P_z} = \frac{\log P_{z_2} - \log P_{z_1}}{\log t_2 - \log t_1}$$

$$Y_{P_z} = \frac{\log P_{z_2} - \log P_{z_1}}{\log S_2 - \log S_1}$$

$$C_{P_z} = \frac{P_z}{t^{X_{P_z}} S^{Y_{P_z}}}$$

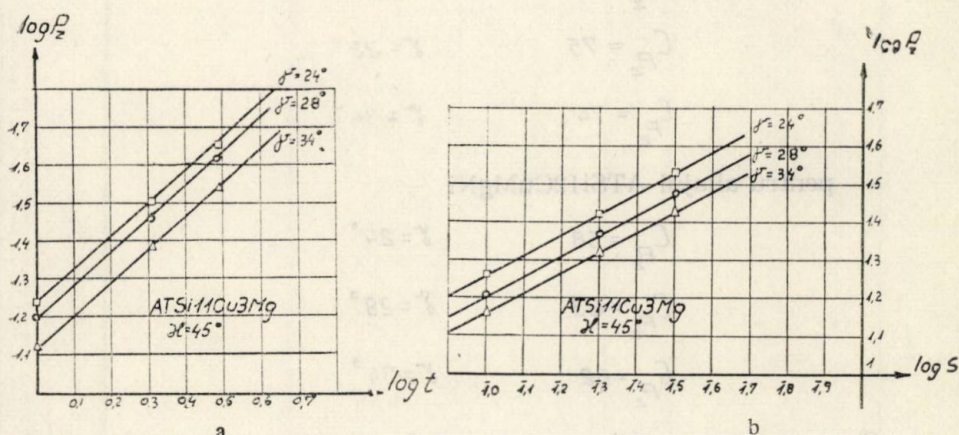


Fig. 2

În final, s-au obținut relațiile de calcul pentru componenta principală de așchiere P_z :

— pentru aliajul ATSi 11 Cu 3 Mg

$$P_z = C_{P_z} t^{0,88} S^{0,52}$$

— pentru aliajul ATSi5Cu5 :

$$P_z = C_{P_z} t^{1,13} S^{0,92}$$

— pentru aliajul ATSi 12 Cu Mg Ni :

$$P_z = C_{P_z} t^{0,95} S^{0,65}$$

Valoarea constantei C_{P_z} depinzînd atît de geometria cuîtitului cît și de materialul prelucrat, capătă valori diferite pentru fiecare aliaj și unghi de degajare, și anume :

— pentru aliajul ATSi11 Cu3Mg

$$C_{P_z} = 56 \quad \gamma = 24^\circ$$

$$C_{P_z} = 53 \quad \gamma = 28^\circ$$

$$C_{P_z} = 52 \quad \gamma = 34^\circ$$

— pentru aliajul ATSi5Cu5

$$C_{P_z} = 81 \quad \gamma = 24^\circ$$

$$C_{P_z} = 75 \quad \gamma = 28^\circ$$

$$C_{P_z} = 74 \quad \gamma = 34^\circ$$

— pentru aliajul ATSi12CuMgNi

$$C_{P_z} = 68 \quad \gamma = 24^\circ$$

$$C_{P_z} = 63 \quad \gamma = 28^\circ$$

$$C_{P_z} = 62 \quad \gamma = 34^\circ$$

S-a constatat experimental că mărimea componentelor P_y și P_x (atît la strunjirea ortogonală cît și la cea longitudinală) este proporțională cu mărimea componentei principale P_z conform relațiilor :

$$P_y = C_{P_y} P_z$$

$$P_x = C_{P_x} P_z$$

în care, pt. $\alpha = 45^\circ$:

$$C_{P_y} = 0,53 + 0,64$$

$$C_{P_x} = 0,2 + 0,27$$

Valorile către limitele mici se referă la adîncimi mari de așchiere și unghiuri de degajare mari și invers.

STUDIUL UZURII ȘI AL DURABILITĂȚII TĂIȘULUI

Pentru determinarea domeniului vitezelor raționale cît și pentru stabilirea părții ascendente a curbei uzură-viteză pentru care sînt valabile relațiile stabilite de Taylor-Time, s-a trecut la ridicarea curbelor de uzură în funcție de timpul de așchiere la diferite viteze. Aceste curbe au forma celei din figura 3.

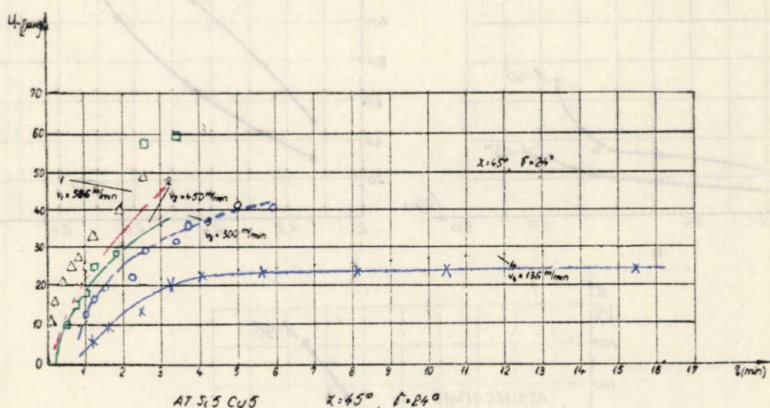


Fig. 3

Întrucît cuțitul cu $\gamma = 24^\circ$ s-a comportat cel mai bine în timpul cercetărilor, s-au trasat numai diagramele corespunzătoare acestui unghi.

Mentîinînd ca parametru constant timpul, din aceste curbe rezultă curbele uzură-viteză (figura 4 a ... c). Pentru a scoate în evidență punctele de inflexiune a acestor curbe caracteristice pentru formarea uzurii, abscisa diagramei are scară logaritmică.

Analizînd curbele, rezultă că pentru materialele ATSi11Cu3Mg și ATSi12 CuMgNi vitezele de așchiere au fost bine alese, iar pentru materialul ATSi5Cu5 trebuie utilizate viteze de așchiere mai mari de 500 m/min pentru a fi în domeniul părții ascendente a curbelor $u-\log. v$ (ceea ce nu a fost posibil cu utilajul existent).

Tot din curbele uzură-timp, ridicate pentru diferite viteze de așchiere, menținînd ca parametru constant uzura, rezultă curbele T-v, care, transpuse în coordonate logaritmice, dau drepte de durabilitate a căror pantă indică valoarea exponentului durabilității relative z , iar ordonata la origine indică mărimea coeficientului C_v (figura 5), conform relației: $C_v = vT^{-m}$

Valorile lui z determinate din diagramele de dependență a durabilității de viteza de așchiere, sînt:

- pentru ATSi11Cu3Mg
 $z = 2,2$;
- pentru ATSi12CuMgNi
 $z = 2,65$.

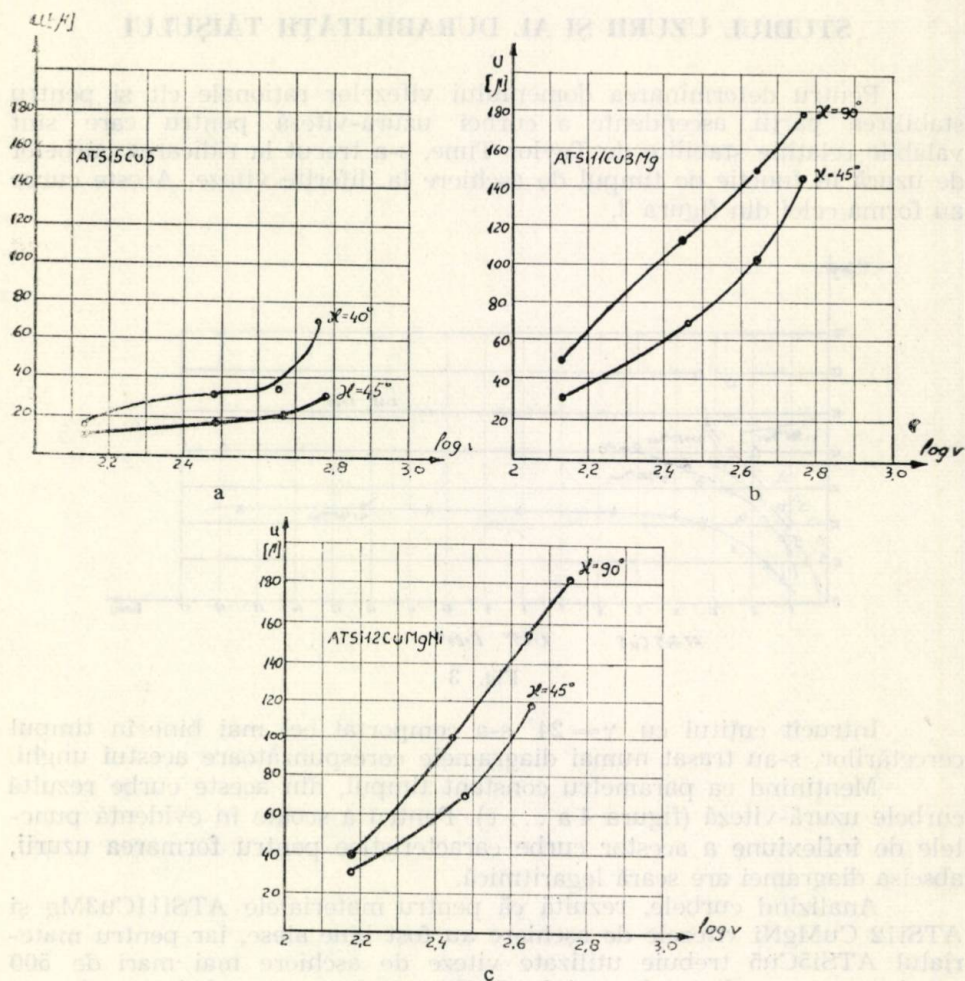


Fig. 4

Pentru verificarea exponentului durabilității relative s-a recurs la metoda intensificării vitezei de aşchiere prin strunjirea frontală.

Această metodă rapidă se bazează pe unele considerații teoretice cunoscute care conduc în final la relații de calcul ușor aplicabile sau la reprezentări grafice cu ajutorul cărora se pot calcula mai simplu valorile exponentului z , conform relației :

$$Z = \frac{\operatorname{tg} \alpha + 1}{\operatorname{tg} \alpha}$$

în care α este unghiul de înclinare a dreptei în coordonate logaritmice, obținută din determinări experimentale.

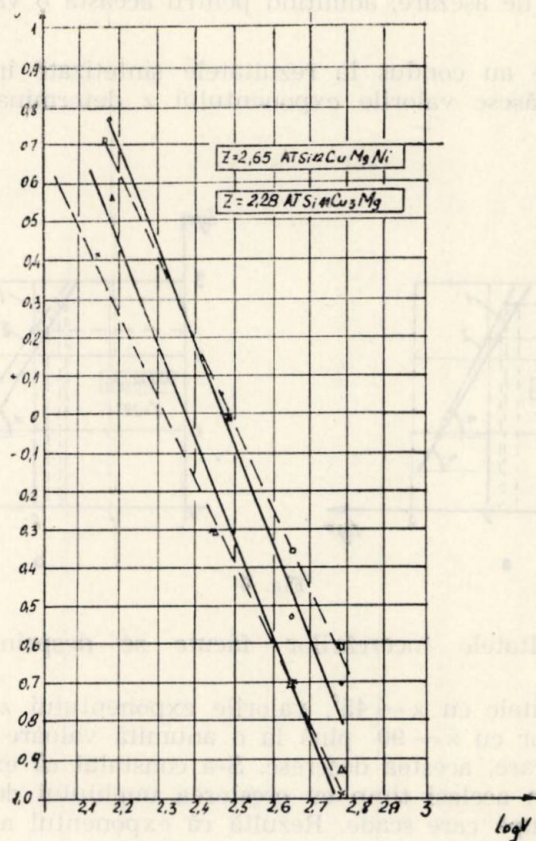


Fig. 5

Determinările au fost efectuate asupra aliajelor ATSi11Cu 3 Mg și ATSi12CuMgNi lucrându-se cu un avans de 0,4 mm/rot și adâncimea de așchiere de 0,5 mm la diferite rotații (225, 315, 420, 528 rot/min la ATSi11Cu3Mg și 228, 323, 432, 548 rot/min la ATSi12CuMgNi).

Cuțitele utilizate din oțel rapid RW180 au avut parametrii geometrici indicați în tabelul 1.

Tabelul 1

Notarea cuțitului	γ°	α°	κ°	κ_1°
A ₁	24	8	90	12
A ₂	28			
A ₃	34			
B ₁	24	8	45	12
B ₂	28			
B ₃	34			

Astfel experimentările s-au efectuat cu patru regimuri de lucru distincte pentru fiecare aliaj și fiecare cuțit, după criteriul de apreciere a uzurii pe fața de așezare, admitînd pentru aceasta o valoare constantă de 50 μm .

Încercările au condus la rezultatele sintetizate în figura 6 a, b din care se regăsesc valorile exponentului z determinate prin primul procedeu.

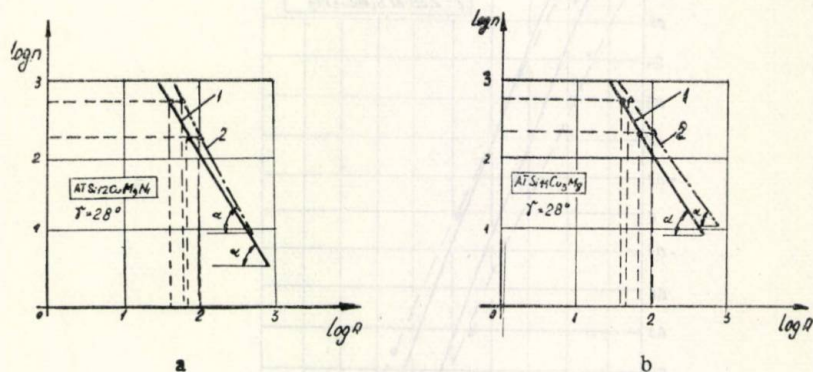


Fig. 6

Din rezultatele încercărilor făcute se desprind următoarele concluzii :

1. La cuțitele cu $\alpha = 45^\circ$, valorile exponentului z sînt mai mari decît ale cuțitelor cu $\alpha = 90^\circ$ pînă la o anumită valoare a unghiului de degajare, după care, acestea descresc. S-a constatat că exponentul durabilității crește în același timp cu creșterea unghiului de degajare pînă la un maxim, după care scade. Rezultă că exponentul are, în adevăr o valoare 2 dar nu aceeași pentru orice unghiuri ale cuțitului și nici pentru orice aliaje. Este evident că pentru alegerea regimului de așchiere cel mai corespunzător trebuie să existe valori reale ale exponentului, care să reflecte cel mai bine condițiile în care are loc procesul de lucru.

2. Domeniul vitezelor de așchiere în care se asigură uzura minimă pentru prelucrări cu cuțite din oțel rapid, este cuprins între 250 ... 450 m/min pentru aliajele ATSi11Cu3Mg și ATSi12Cu3MgNi.

3. Valorile exponentului z depind de materialul de prelucrat și de geometria sculei așchietoare, existînd un interval al unghiurilor de degajare în care acest exponent are valoarea maximă.

4. Valorile recomandate pentru unghiul de degajare la strunjire, fără răcire, în condiții de așchiere economice, sînt cuprinse în intervalul $22-28^\circ$.

Zusammenfassung

Für die Bearbeitung der in Rumänien erzeugten Aluminium Legierungen wurden die Schneidengeometrie und Standzeit der Drehmeisseln aus Schnellstahl untersucht. Es wurden die Schnittkräfte, die optimalen Spanwinkel und die Standzeitgeraden für die Legierungen ATSi11Cu3Mg und ATSi12CuMgNi, bestimmt.

Zusammenfassung

Für die Herstellung der in Hamburg erhaltenen Aluminium-Legierungen wurden die Schmelztemperatur und Stanzzeit der Rohmassen aus Schmelzzeit und Stanzzeit bestimmt. Es wurden die Schmelzzeit, die optimale Stanzzeit und die Stanzzeit für die Legierungen AlSiMgCu und AlSiMgCu bestimmt.

CARACTERIZAREA GRANULOMETRICĂ ȘI FIZICĂ — PRIN INDICI GEOMETRICI — A AMESTECURILOR DE FORMARE ȘI A ALTORA SIMILARE

CONSTANTIN WANYOREK

Amestecurile de formare influențează profund calitatea și prețul de cost al producției în turnătorii.

Proprietățile lor tehnologice (plasticitatea, curgerea) și de utilizare (rezistența, permeabilitatea) se determină univoc și comparabil prin metode și utilaje standardizate.

Compoziția granulometrică — factor influent de primă importanță — nu are însă o expresie cifrică unică, care să permită corelarea cantitativă exactă cu celelalte proprietăți — sau compararea obiectivă a două sau mai multor amestecuri.

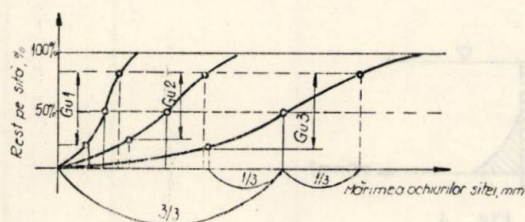


Fig. 1

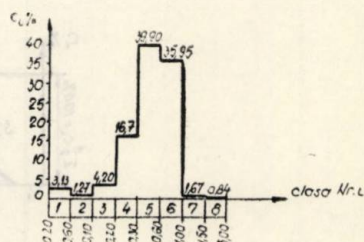


Fig. 2

Standardul actual 1934—64 este deficitar și contradictoriu: el ia ca termen de bază pentru efectuarea calculului cînd amestecul ca ansamblu, cînd numai fracția granulară. Gradul de uniformitate G. U. este definit vicios ca funcție a diametrului mediu și de aceea nu poate da rezultate semnificative sau comparabile (a se vedea figura 1). Așa-zisa „fracție de bază“ e puțin utilă din punct de vedere practic. Însăși reprezentarea diagramei de granulație la o scară convențională dă o imagine deformată a realității, figura 2.

Pentru a lichida aceste lipsuri și pentru a se găsi o modalitate de a se exprima și compoziția granulometrică printr-una sau mai multe cifre-parametri semnificative și comparabile, autorul propune :

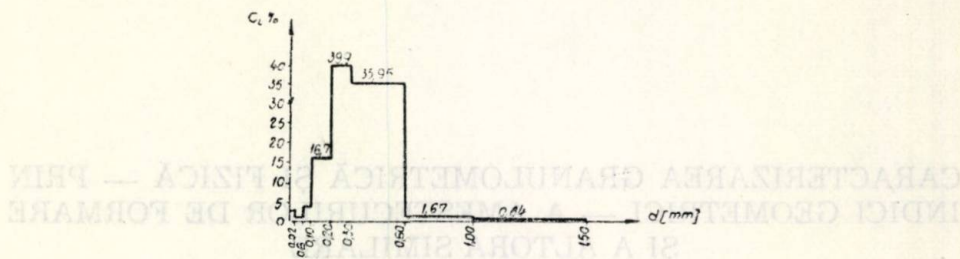


Fig. 3

1. Reprezentarea grafică a compoziției granulometrice la o scară reală a diametrelor, figura 3.

2. Adoptarea fracției granulare drept element de referință fundamental în cercetarea constituției și a proprietăților amestecurilor granulare plastice, cu aplicație specială la amestecurile de formare pentru turnătorii [1—4] existind posibilități de extindere și la alte amestecuri similare, folosite în industria materialelor ceramice [5] sau de construcție, a materialelor abrazive, în metalo-ceramică etc.

3. Constituirea din clasa levigabilă (clasa zero) (cuprinzând particule sub 0,02 mm), comasată cu așa-zisa tavă (clasa 1) denumită de autor „praf” sau „clasa fină” (conținând sfărîmături granulare avînd diametrul cuprins între 0,02 și 0,06 mm) — a celei de-a doua fracții de bază a unui

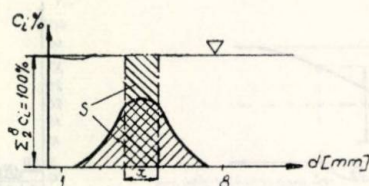


Fig. 4

amestec, denumită de autor „materialul de umplere” [6—7], deoarece acesta este capabil prin constituție și mărimea particulelor să servească de liant și totodată să pătrundă și să umple mai mult sau mai puțin complet — eventual depășind chiar — volumul de pori existent în mod real între granulele fracțiunii nisipoase, constituite din granule cu diametre de peste 0,06 mm.

4. Pentru caracterizarea amestecului autorul propune următorii parametri — pentru calculele respective utilizîndu-se datele rezultate din analiza granulometrică efectuată conform principiilor arătate mai sus,

adică prin raportarea tuturor claselor granulometrice, inclusiv a celei levigate, succesiv la nisipul spălat și desprăfuit, figura 4 și formularul de calcul :

a) diametrul predominant, d_p , calculat ca o medie ponderată a diametrelor medii ale claselor mai mari decât 0,06 mm, greutatea fiecărei clase reprezentind coeficientul de importanță al ei. Acest indice arată poziția vârfului diagramei granulometrice pe scara diametrelor și dă indicații precise în legătură cu utilizarea tehnologică optimă a nisipului-amestecului — în funcție de finețea acestuia — măsurată prin diametrul predominant ;

b) coeficientul de ascuțime, A , caracterizind alura ascuțită sau turtită a curbei granulometrice, se calculează prin raportarea momentului static real, M_r , al suprafeței granulometrice S (cuprinse între curba granulometrică și axa absciselor) în raport cu abscisa — la momentul etalon, M_e , al unei suprafețe egale ca arie cu prima, obținută teoretic, prin comprimarea tuturor granulelor într-un singur dreptunghi, avind înălțimea maximă posibilă (100 %) și baza minimă (x) ceea ce corespunde unei concentrări maxime a granulelor.

c) gradul de saturație real S_r , calculat prin raportarea volumului v_u al materialului de umplere (levigabil + praf) — la volumul real de pori v_{pa} — cifră care se determină experimental prin umplerea cu apă a porilor din probe de nisip spălat, uscat și desprăfuit. Valoarea acestui indice poate da o idee despre plasticitatea, porozitatea și rezistența la crud și uscat a amestecului.

Toți indicii propuși se stabilesc prin metode precise, au valori numerice concrete, caracteristice fiecare pentru aspecte esențiale ale compoziției granulometrice și ca atare permit o corelare precisă cu celelalte proprietăți sau compararea obiectivă a două sau mai multor amestecuri etc. [8]. Devin astfel posibile studii de o formă nouă, exprimindu-se cantitativ dependența rezistenței sau a permeabilității de valorile indicilor granulometrici geometrici — diametrul predominant, coeficientul de ascuțime, gradul de saturație al porilor.

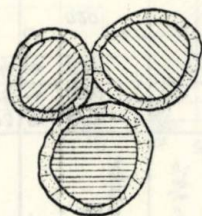


Fig. 5

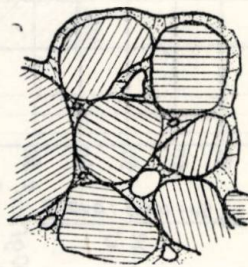


Fig. 6

Toate datele necesare determinării acestor indici se adună și se prelucrează pe o foaie de calcul anume stabilită, vezi formularul.

5. Din studierea amănunțită a structurii fizice a amestecurilor granulare, autorul trage unele concluzii, utile la interpretarea valorilor indicilor granulometrici propuși :

a) umiditatea excesivă, conferind lianților o plasticitate mărită, favorizează stabilirea contactului direct între granulele componente ale amestecului și refularea intensivă a liantului în porii intergranulari, micșorându-se astfel permeabilitatea amestecului nu numai în stare crudă, ci și în stare uscată, figurile 5 (afinat) și 6 (îndesat) ;

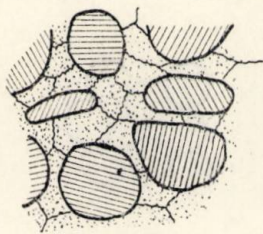


Fig. 7

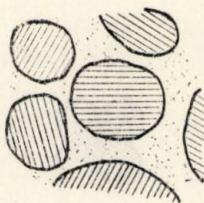


Fig. 8

b) îndesarea cu presiuni ridicate are consecințe similare cu prezența excesului de apă : contactul indirect (fig. 5) se transformă în contact direct între granule (fig. 6) ;

c) umplerea completă a porilor cu liant argilos nu suprimă total porozitatea în stare uscată, deoarece prin uscare liantul se contractă, fisurează și se creează o permeabilitate secundară, figura 7 ;

d) dacă gradul de saturație depășește valoarea 1, raportul funcțional dintre nisip și liant se inversează, nisipul devenind un diluant al acestuia, figura 8 ;

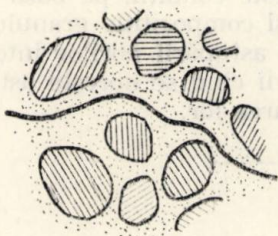


Fig. 9

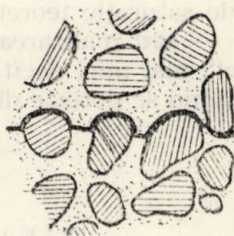


Fig. 10

e) volumul de pori real nu este o constantă a amestecului dat și nici a nisipului, ci depinde în mare măsură de condițiile preparării mecanice (dozare, malaxare, afinare) și de gradul de îndesare, respectiv de modul de aranjare spațială a granulelor sub una sau alta dintre configurațiile cvasireticulare posibile ;

f) ruperea prin tracțiune a amestecurilor se produce de-a lungul unor suprafețe care trec exclusiv prin liant, fără să apară granulele ca atari, atunci cînd rezistența intrinsecă a liantului δ_{rl} este mai mică decît forța δ_a a adeziunii sale la granule, figura 9 și invers, cu scoaterea în evidență și dezvelirea granulelor atunci cînd aderența δ_a este mai slabă decît rezistența proprie δ_{rl} a liantului, figura 10 ;

g) într-un nisip cu granulație perfect uniformă ca formă și dimensiuni, introducerea unor granule „străine“, cu diametrul mai mic sau egal cu cel „critic“ al porilor disponibili, micșorează permeabilitatea,



Fig. 11

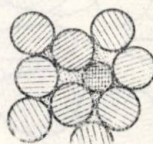


Fig. 12

mărește netezimea superficială și rezistența, figura 11, în timp ce granule „străine“ cu diametrul mai mare decît al porilor dar mai mic decît al granulei de bază, dilată porii, micșorînd rezistența dar mărinđ permeabilitatea amestecului, figura 12 — de unde rezultă utilitatea, din punctul de vedere al permeabilității, a granulațiilor neomogene, cu condiția ca granulele „străine“ să se găsească în anumite proporții, limitate față de cantitatea grăunților de bază.

6. Lucrarea se va continua prin studierea structurii spațiale granulometrice a amestecurilor, grăunții, considerați sferici și uniformi, fiind plasați în nodurile unor rețele cvasicubice, simple, cu volum centrat, cu fețe centrate, determinîndu-se în aceste condiții, pe bază teoretică, porozitatea, gradul de saturație teoretic și compozițiile granulometrice optime pentru evitarea — sau realizarea — astupării porilor intergranulari prin granule „străine“, mai mici decît porii cînd se dorește astuparea lor, mai mari decît porii cînd se dorește dilatarea lor.

Bibliografie

C. WANYOREK :

1. *Încercări asupra pămînturilor de turnătorie*. Metalurgia nr. 8/1952.
2. *Studiul amestecurilor sintetice pentru turnătorii*. IDT 1955, nr. 73/168.
3. *Importanța măsurării gradului de îndesare*. Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 1/1955.
4. *Refractaritatea pămînturilor de turnătorie*. Metalurgia nr. 7/1952.
5. *Materiale refractare de înlocuire*. Revista Metalurgia AGIR nr. 2/1949.

6. *Lianți pentru miezuri cu smoală și bentonită*. IDT 1957, nr. 73/503.
7. *Ameliorarea calității și preciziei pieselor turnate prin folosirea lianților minerali*. Metalurgia și Construcția de Mașini nr. 3/1959.
8. *Teoria și practica modului de lucru științific*. Construcția de Mașini nr. 12/1966 și nr. 4/1967.

Résumé

Le diagramme granulométrique est transformé dans des indicateurs calculés conformément aux nouvelles définitions données par l'auteur :

— Le diamètre prépondérant d_p (la moyenne pondérée gravimétriquement des diamètres moyens des différentes classes).

— Le coefficient A d'aiguïesse (ou de concentration) du diagramme granulométrique (comme valeur du rapport du moment statique réel M_r de la surface granulométrique S envers le moment statique-étalon d'un rectangle ayant la même superficie S mais à concentration théorique maximum : hauteur 100 %, largeur x).

— Le degré réel de saturation S_r de l'espace entregranulaire réel v_{pa} de la fraction granulaire par le matériel de „remplissage” u (le lien mineral lévigable, classe c_0 , plus la fraction granulaire la plus fine, classe c_1).

A l'aide de ces indicateurs il devient possible de corréler d'une manière exacte, cantitative, le spécifique de la composition granulométrique aux autres propriétés essentielles du mélange (plasticité, résistance, perméabilité) dont la dépendance de la structure physique (rapport fonctionnel : matériel de remplissage envers granules) est illustré dans la seconde partie de l'ouvrage.

STUDII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA CALITĂȚII CĂMĂȘILOR DE CILINDRI ALE MOTOARELOR DE AUTOVEHICULE

DRĂGHICI GHERMAN, POPESCU ION, HOLLANDA DIONISIE,
CHIRIACESCU T. SERGIU

Construcția modernă de autovehicule impune acestora, printre alte imperative, scurtarea perioadei de rodaj și mărirea duratei de exploatare între reparații capitale.

Timpu necesar rodajului și durata de exploatare a motorului, între două reparații, sînt influențate în mare măsură de precizia dimensional-geometrică și de calitatea suprafeței pieselor cu mișcare relativă între ele, care formează diferite tipuri de ajustaje.

Cunoscută fiind importanța pe care o au în acest sens cămășile cilindrilor de motor și date fiind dificultățile tehnologice de prelucrare mecanică ale acestora, colectivul de cercetare a analizat procesele tehnologice existente, depistînd factorii care influențează asupra preciziei de prelucrare și a propus noi măsuri tehnologice, care asigură precizia dimensional-geometrică impusă și o calitate superioară a suprafeței interioare.

Rezultatele obținute în urma studiilor teoretice și experimentale legate de procesele tehnologice îmbunătățite au fost prezentate în: Sesiunea științifică republicană „Construcția, fabricarea și exploatarea autovehiculelor”, Brașov 1965 [2] — „Sesiunea tehnico-științifică festivă” organizată de M.I.C.M., C.N.I.T. și I.C.T.C.M., București, 17—19 noiembrie 1966, și la Sesiunea științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Galați 1966.

În cadrul acestei lucrări se prezintă continuarea studiului legat de asigurarea unei calități superioare a suprafeței interioare, folosind o instalație perfecționată de superfinisat cu acționare pneumatică și rezultatele experimentale obținute.

Cercetările experimentale și teoretice actuale (3) arată că în cazul cînd microprofilul suprafețelor metalice în frecare este ca cel din fig. 1, pelicula de lubrifiant este ușor străpunsă, chiar la solicitări termomecanice reduse, lucru care duce la o uzură pronunțată cu toate consecințele negative cunoscute.

Atunci cînd microprofilul suprafețelor în frecare este retezat, presiunea de contact este atît de mică, încît pelicula de lubrifiant nu mai poate fi străpunsă, asigurîndu-se astfel o frecare lichidă între suprafețele respective.

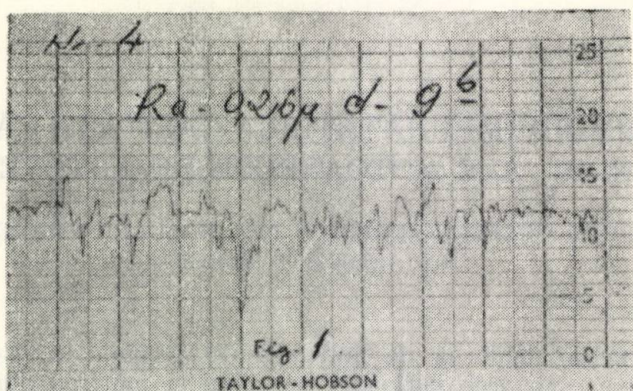


Fig. 1

Microprofilul din fig. 1 este specific suprafețelor prelucrate prin rectificare și chiar prin honuire, operații curent utilizate în industria constructoare de mașini.

Microprofilul retezat se poate obține ușor prin prelucrarea de suprafinisare cu bare abrazive.

Prelucrarea prin superfinisare asigură pe lingă obținerea unui microprofil corespunzător și o productivitate ridicată prin corelarea corespunzătoare a factorilor care concură la procesul de așchiere.

Plecînd de la aceste constatări, relatate și în literatura de specialitate, s-a conceput și realizat instalația de superfinisat cu acționare pneumatică prezentată în figurile 2 și 3 (în lucrare nu se redau calculele de dimensionare și verificare a elementelor instalației).

Caracteristicile constructive și funcționale ale acesteia au fost impuse de forma suprafeței care se prelucrează, respectiv de cinematica și parametrii regimului de așchiere.

Suprafața cilindrică interioară a impus un cap de superfinisat, cu bare abrazive dispuse pe suprafața interioară a unui cilindru, care să realizeze legătura elastică dintre sculă și piesă nu pe cale mecanică (așa cum este de obicei la dispozitivele obișnuite de superfinisat suprafețe exterioare) ci hidraulică. Legătura elastică dintre sculă și piesă în procesul de așchiere permite orientarea barelor abrazive după generatoarea suprafeței interioare, prelucrată în prealabil, a cilindrului. Rezultă de aici că așchierea prin superfinisare nu poate elimina abaterile de formă a suprafeței ci conduce numai la îmbunătățirea calității suprafeței prelucrate.

Cinematica procesului de aşchiere la superfinisare arată că sînt necesare următoarele mişcări relative între piesă şi sculă :

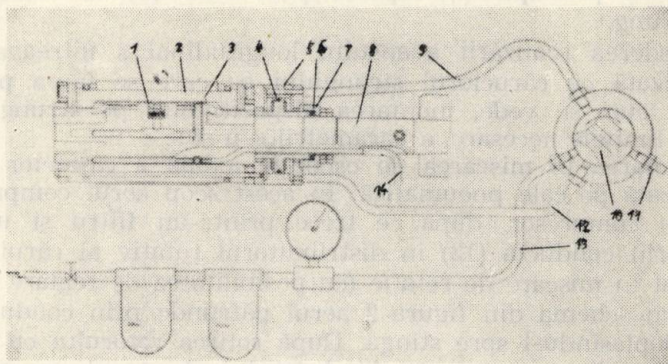


Fig. 2

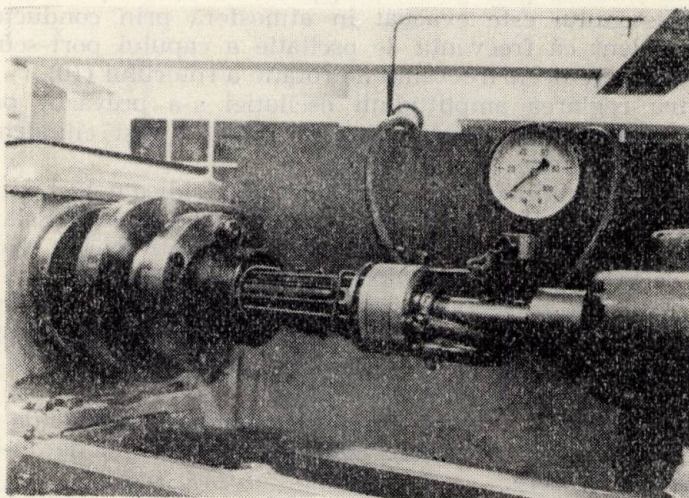


Fig. 3

- o mişcare de rotaţie, caracterizată prin turaţia n (rot/min) ;
- o mişcare rectilinie alternativă, caracterizată prin amplitudinea A (mm) şi frecvenţa f (curse duble/min) ;
- o mişcare axială de avans, caracterizată prin avansul s (mm/rot).

Pentru selectarea regimului optim de aşchiere parametrii p , n , A , f şi s trebuie să aibă un anumit domeniu de reglare.

În cazul instalaţiei proiectate, presiunea p se realizează prin intermediul unei pompe cu acţionare manuală care debitează lichid pe conducta (14). De aici lichidul este impus spre plunjerul (1) care apasă pe casetele (3) în care sînt montate barele abrazive (2).

Pentru obținerea parametrului n în cămașa cilindrului a fost antrenată în mișcare de rotație de către un strung. Aceasta a impus montarea conului axului principal al capului port-sculă (S) în locașul pinolei aceleiași strung.

În vederea realizării avansului longitudinal s întreaga pinolă a fost solidarizată cu căruciorul strungului pe care se făcea prelucrarea.

După cum se vede, montarea dispozitivului pe strung a permis reglarea, în limitele necesare, a parametrilor n și s .

Antrenarea în mișcarea de oscilație axială a casetelor port-sculă a fost realizată pe cale pneumatică. În acest scop aerul comprimat, furnizat de un compresor, după ce trece printr-un filtru și un ungător pătrunde, prin conducta (13) în distribuitorul rotativ al cărui rotor (10) este antrenat în mișcare de rotație (cu posibilitatea de reglare a turației).

Pentru schema din figura 2 aerul pătrunde prin conducta (12) în corpul (5) deplasându-l spre stînga. După rotirea rotorului cu 90° corpul (5) se deplasează spre dreapta fiind împins de aerul comprimat care a pătruns în cilindru prin conducta (9). În același timp aerul din partea dreaptă a pistonului este evacuat în atmosferă prin conductele (12) și (11). Este evident că frecvența de oscilație a capului port-sculă este de patru ori mai mare decît frecvența de rotație a rotorului (10).

Pentru reglarea amplitudinii oscilației s-a prevăzut posibilitatea de reglare a deplasării axiale, dintre capacul (6) și cilindrul (5) prin intermediul elementelor de reglare (7).

În vederea obținerii unei productivități ridicate instalația permite utilizarea a 6 bare abrazive dispuse radial. Montarea radială a acestor bare abrazive înlătură dezavantajele unei rigidități mici a dispozitivului port-sculă de la suprafinisarea suprafețelor exterioare.

Cu instalația proiectată s-au executat încercări în cadrul laboratorului T.C.M. de la Institutul politehnic Brașov. Pentru adoptarea regimurilor de așchiere s-au folosit orientativ datele existente în acest sens în literatura tehnică de specialitate. Astfel :

— presiunea de lucru a corpurilor abrazive a fost de 2—4 Kgf/cm², la prelucrările de degroșare prin superfinisare și de 1—2 Kgf/cm² prelucrările de finisare.

— viteza medie axială a corpurilor abrazive se calculează în funcție de frecvența f și de amplitudinea A . Pentru a găsi expresia acesteia, fie :

$$X = A \cdot \sin \omega t$$

ecuația mișcării oscilatorii a unui punct de pe bara abrazivă. În acest caz viteza instantanee este :

$$\dot{X} = A \cdot \omega \cdot \cos \omega t \quad (1)$$

Folosind ecuația (1) viteza medie este :

$$v_a = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} A \cdot \omega \cdot \cos \omega t d(\omega t) = 4 \cdot A \cdot f \quad (2)$$

Relația (2) arată că pentru a obține viteza v_a recomandată se poate acționa corespunzător asupra parametrilor A și f ;

— turația piesei a fost calculată luând în considerare viteza tangențială v_t (corespunzătoare diametrului suprafeței care se așchiază), care este prescrisă în funcție de viteza medie a mișcării oscilatorii a barelor (v_a). În cadrul experimentărilor legătura dintre cele două viteze se exprimă prin relația :

$$v_t = (4 \div 7) v_a$$

în care :

$$v_a = 5 \dots 7 \text{ m/min [4]}$$

Ținând seama de (2) viteza tangențială este :

$$v_t = (16 \div 28) A \cdot f \quad (3)$$

În baza relației (3) turația piesei este :

$$n = \frac{1000 (16 \div 28)}{\pi D} \cdot A \cdot f \quad (4)$$

— în funcție de materialul de prelucrat și de felul procesului de prelucrare (degroșare sau finisare) s-au ales caracteristicile corpurilor abrazive. Pentru degroșare s-au utilizat bare abrazive din carbură de siliciu (SiC) cu liant ceramic de granulația 220—120, duritatea M iar pentru prelucrarea de finisare granulația 800 duritatea M.

— lichidul de așchiere a fost cel utilizat de obicei la astfel de prelucrări : petrol (lampant) cu adaos de 10—20 % ulei de turbină.

Rezultatele experimentale obținute sînt concretizate în diagramele prezentate în figurile 4... 9.

Astfel în figura 4 este reprezentată influența timpului de așchiere asupra rugozității la prelucrarea de degroșare cu : $f=1056$ curse duble/min., presiunea medie $p=3,5$ Kg/cm² și viteza tangențială $v=32,5$ m/min.

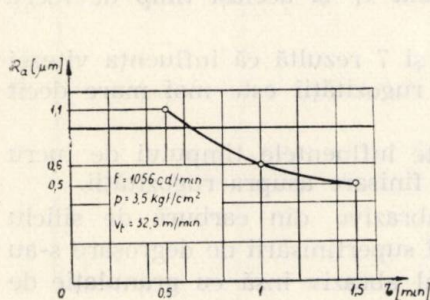


Fig. 4

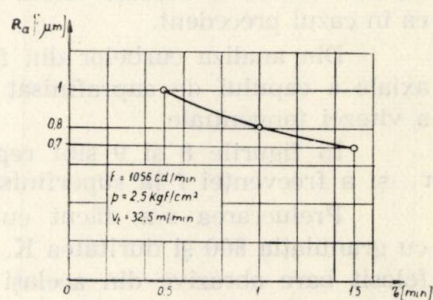


Fig. 5

În figura 5 este reprezentată de asemenea influența timpului de așchiere la prelucrarea cu o presiune medie mai mică și anume $p=2,5$ Kg/cm².

Din analiza acestor două diagrame se vede că în aceeași perioadă de timp (0,5...1,5 min) productivitatea la prelucrarea cu $p=3,5 \text{ Kg/cm}^2$ este mai mare cu aproximativ 50% față de cazul când se lucrează cu presiune $p=2,5 \text{ Kg/cm}^2$. În primul caz după 0,5 min R_a a fost de $1,1 \mu\text{m}$ iar după 1,5 min de $0,5 \mu\text{m}$. În al doilea caz după 0,5 min R_a a fost de $1 \mu\text{m}$ iar după aceeași perioadă de timp de numai $0,7 \mu\text{m}$.

În figura 6 este reprezentată influența vitezei tangențiale v_t asupra rugozității R_a la prelucrarea cu același regim de așchiere. Se vede că mărimea rugozității scade cu creșterea vitezei tangențiale, însă destul de puțin. Rezultă deci, că influența acestui parametru asupra rugozității este relativ mică (la creșterea vitezei tangențiale de 2,5 ori, R_a a scăzut cu numai $0,2 \mu\text{m}$).

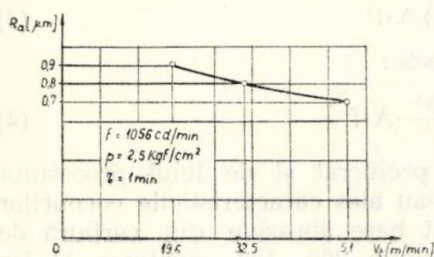


Fig. 6

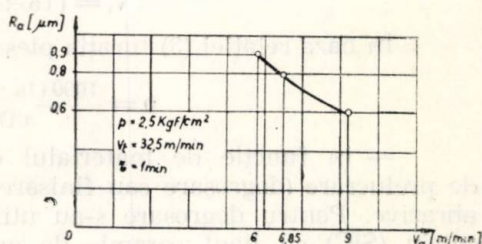


Fig. 7

În figura 7 este reprezentată influența altui factor al regimului de așchiere la superfinisarea și anume a vitezei axiale rectilinii alternative v_a a capului de superfinisat.

Se vede că la o variație a acesteia de la 6...9 m/min, R_a scade de la 0,9 la 0,6 μm , prelucrarea făcându-se cu aceeași presiune medie a barelor abrazive, aceeași viteză tangențială v_t și același timp de lucru ca în cazul precedent.

Din analiza curbelor din figura 6 și 7 rezultă că influența vitezei axiale a capului de suprafinisat asupra rugozității este mai mare decât a vitezei tangențiale.

În figurile 8 și 9 sînt reprezentate influențele timpului de lucru τ și a frecvenței f la superfinisarea de finisare asupra rugozității.

Prelucrarea s-a făcut cu bare abrazive din carbură de siliciu cu granulația 800 și duritatea K. În cazul superfinisării de degroșare s-au folosit bare abrazive din același material abraziv însă cu granulație de 150 și duritate M.

Din analiza diagramelor din figura 4 și 8 se observă că influența granulației asupra rugozității (după cum este și firesc) este foarte mare, de unde reiese recomandarea ca la suprafinisare de finisare să se utilizeze bare abrazive cu o granulație cît mai mică.

Din diagrama din figura 8 rezultă că după aproximativ 1 min. înălțimea rugozității rămâne aproximativ aceeași datorită faptului că presiunea specifică de contact a barelor abrazive asupra suprafeței de prelucrat a scăzut atât de mult încât pelicula de lubrifiant nu a mai putut fi străpunsă, avînd loc o frecare lichidă între cele două corpuri.

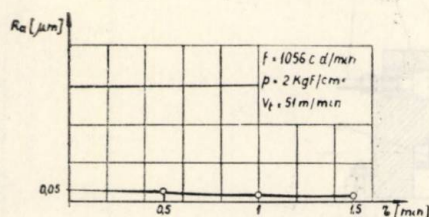


Fig. 8

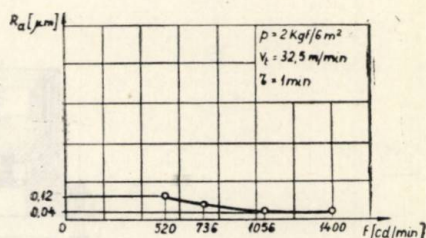


Fig. 9

Influența frecvenței asupra rugozității este reprezentată în fig. 9, din care se vede că frecvența optimă este de aproximativ 1000 curse duble pe min, deoarece cu creșterea acesteia rugozitatea rămâne constantă, iar forțele de inerție cresc mult, lucru care duce la micșorarea amplitudinii mișcării oscilatorii.

Diagramele din figurile 4...9 au fost trasate pe baza măsurărilor rugozității efectuate la Uzina Rulmentul Brașov cu ajutorul unui profilograf de tip Taylor Hobson.

Concluzii

Aplicarea pe scară industrială a instalației proiectate reclamă următoarele îmbunătățiri :

— realizarea presiunii de lucru să se facă racordînd conducta (14) la un panou hidraulic care să asigure posibilitatea de reglare și menținere a presiunii de lucru :

— rotorul distribuitorului poate fi antrenat de un motor cu reductor la care turația de ieșire poate fi 250 rot/min, atât pentru degroșare cît și pentru finisare.

Instalația proiectată poate fi adaptată fie pe un strung universal, fie pe un utilaj special proiectat.

O altă posibilitate mai economică ar fi adaptarea dispozitivului din figura 10 pe mașinile existente de honuit.

La acest dispozitiv mișcarea oscilatorie axială se realizează de către piesa (1) fixată pe placa mobilă (3) cu ajutorul inelului (2). Acționarea plăcii (3) se face, într-un sens, pneumatic prin racordarea conduc-

tei (4) la distribuitorul rotativ din figura 2. Aerul comprimat pătrunde în camera C deplasînd în sus placa (3). Readucerea plăcii în poziția inițială se realizează de către arcurile elicoidale (5).

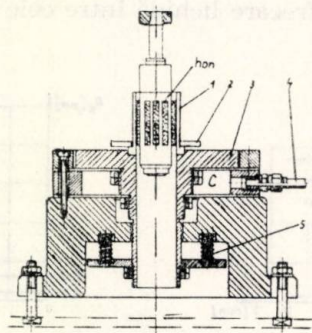


Fig. 10

La această variantă capul de superfinisat este fixat în locul capului de honuit, în axul principal al mașinii-unelte, lichidul pentru realizarea presiunii de lucru introducîndu-se prin axul principal al mașinii-unelte de honuit.

Bibliografie

1. DRĂGHICI GHERMAN: *Metode moderne de prelucrare*. Editura Tehnică, 1965.
2. DRĂGHICI GHERMAN și col.: *Studiul preciziei geometrice dimensionale și al calității suprafeței active la prelucrarea cămășilor de cilindri ale motoarelor de tractor*, Construcția de mașini, nr. 3/1967.
3. NICA ALEXANDRU: *Sisteme de lubrificație*. Editura Academiei, 1967.
4. G. B. LURIE: *Metodi otdelki detalei abrazivorimi instrumentami*. Trudrezervizdat, 1958.

Résumé

Cet ouvrage présente la dernière partie des études sur l'amélioration de la qualité des chemises de cylindres pour les moteurs des automobiles. On expose les résultats expérimentaux obtenus pendant l'usinage par vibrissage de la surface intérieure en utilisant une installation originale.

SUPRACONTROLUL SELECTIV AL PIESELOR ÎN INDUSTRIA DE AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

ERLICZ I., SEITZ N., COLAN ȘT.

Realizarea de către uzinele producătoare de automobile și tractoare a unor produse competitive la un volum de producție mereu crescând, impune pe lângă rezolvarea unui mare complex de probleme și găsirea celei mai adecvate metode de control al calității.

Pentru a câștiga și menține reputația pentru calitate atât față de beneficiar intern, dar mai ales pe piețe externe, organizarea controlului calitativ cere aplicarea unor metode moderne de control bazate pe cercetare științifică.

Căutarea unor asemenea metode de control formează astăzi preocuparea specialiștilor în toate ramurile producției industriale.

Din diferite tratate de specialitate rezultă ca o concluzie generală că în majoritatea țărilor, chiar cu o dezvoltare industrială deosebită, ultimul avis calitativ, după controlul uzinal, se acordă pe baza unui supracontrol, de către un organ independent, instalat uneori cu puteri guvernamentale. Pentru a asigura produselor o fiabilitate și competitivitate cât mai ridicată, mai ales pentru export, supracontrolul se efectuează după principiul de selectare.

Astfel, dacă pe lângă controlul uzinal apare un organ de supracontrol, se ivește necesitatea găsirii unei metodici de lucru de a efectua acest supracontrol cu un personal numeric economic, fără suprapunere, cu o eficiență maximă, asigurând respectarea calității sub toate aspectele ei.

În general supracontrolul cuprinde numai verificarea funcțională finală a produsului, fie individual, fie prin sondaj de loturi. Această formă de control presupune respectarea întocmai a tuturor condițiilor tehnice în cadrul procesului de producție și acceptarea din partea controlului uzinal pentru asamblare numai a pieselor ce se încadrează în aceste prescripțiuni.

În schimb la constatările făcute la un asemenea control rezultă pe de o parte unele defecte care impun efectuarea unor operațiuni de remediere, iar pe de altă parte, valorile parametrilor măsurați se află deseori în zona limitei extreme a cîmpului de toleranțe.

Aceste constatări sînt confirmate și de rezultatele comportării în exploatare a mașinilor controlate, reclamații sau obiecții din partea beneficiarului.

Se desprinde deci că numai controlul funcțional final, efectuat în cadrul unui supracontrol, nu permite depistarea în mod sigur și eficient a cauzelor care pot duce la defectarea mașinii.

Astfel se impune împletirea controlului funcțional final cu un control pe fluxul de fabricație.

În acest scop este însă necesar de a stabili un număr restrîns, dar de importanță hotărîtoare, de puncte cheie pe fluxul tehnologic, asupra cărora se va îndrepta activitatea de supracontrol.

În vederea stabilirii acestor puncte se propune următoarea grupare a deficiențelor :

- defecte izolate cu caracter accidental,
- defecte cu o frecvență care tinde de a deveni sistematice,
- defecte cu frecvență accidentală, provocînd însă în exploatare avarii.

Defectele accidentale nu apar în timpul controlului funcțional final, deci depistarea lor, presupunînd chiar o organizare în condiții optime a controlului, va fi numai întîmplătoare.

Cunoscînd însă urmările, citeodată foarte grave ale avariilor, precum și efectul defectelor accidentale în general asupra modului de apreciere a produsului din partea beneficiarului, trebuie să se acorde acestei categorii de defecte o atenție deosebită și nicidecum nu pot fi banalizate pe motivul că apar cu o frecvență neglijabilă.

Deci pe lângă defectele din grupa a doua și aceste defecte trebuie să formeze criteriul de fixare a punctelor de control pe fluxul tehnologic.

Astfel, practic nomenclatorul pieselor sau subansamblelor (condițiilor tehnice) ce urmează a fi controlate pe fluxul tehnologic va rezulta din : evidența reclamațiilor de pe teren, evidența defectelor constatate la controlul subansamblelor la bancuri de probă și rodaj și la controlul funcțional final.

Interpretarea rezultatelor în urma controlului funcțional pe flux sau funcțional final se va face și sub aspectul timpului consumat pentru remediere, factor care poate duce la pierderea ritmicității, adică crearea unor perioade de vîrf în munca de control, legate evident de scăderea exigenței.

Apreciînd apoi importanța defectelor în funcție de influența lor asupra tuturor parametrilor tehnico-economi ai mașinii, se stabilește nomenclatorul pieselor, respectiv condițiilor tehnice ce urmează a fi controlate pe fluxul tehnologic. Indicarea precisă a condițiilor tehnice de controlat este necesară deoarece supracontrolul se va efectua numai în anumite puncte sau faze, care generează defectul.

Pentru a putea efectua un asemenea control cu un personal numeric minim, asigurând totuși o eficiență maximă, se propune aplicarea metodei statistice de control, interpretând după un criteriu ce rezultă din calcule, modul de împrăștiere a rezultatelor obținute în cadrul cîmpului de toleranțe.

Scopul final al metodei propuse este de a impune o împrăștiere normală și a interveni cînd rezultatele obținute permit realizarea unor

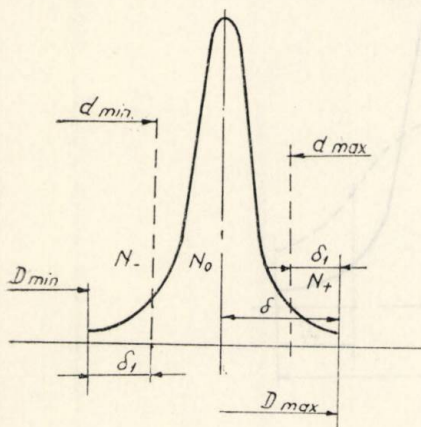


Fig. 1

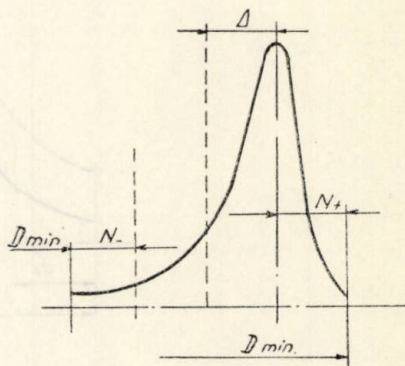


Fig. 2

produse finite la cari condițiile tehnice ale punctelor vulnerabile, cu toate că se cuprind în cadrul cîmpului de toleranțe, se plasează cu o frecvență excesivă înspre limitele extreme ale acestui cîmp.

Astfel la o împrăștiere normală a rezultatelor (figura 1) în vederea aplicării metodei propuse, cîmpul total se împarte în trei compartimente: N_- — reprezintă numărul de piese (condiții tehnice) ce se încadrează în intervalul $d_{\min} - D_{\max}$, N_0 cele din intervalul $d_{\max} - d_{\min}$, N_+ iar cele din intervalul $D_{\max} - d_{\max}$.

În această ipoteză se pot ivi următoarele două cazuri:

1. Rezultatele se încadrează în cîmpul de toleranțe, dar centrul de reglare este deplasat față de centrul corespunzător unei distribuiri simetrice (figura 2), deci $N_- \neq N_+$ și diferența crește cu creșterea valorii Δ . În această situație valoarea absolută a diferenței $N_- - N_+$ este un indice de apreciere a reglajului în urma căruia se obține rezultatul considerat.

2. Centrul de reglare corespunde unei distribuiri simetrice, dar numărul probelor se amplasează în compartimentele $d_{\min} - D_{\min}$ și $D_{\max} - d_{\max}$ cu o frecvență mai mare decât cea admisă la o reglare corectă și se obține o curbă aplatisată (figura 3). În această situație numărul de probe și N_- din compartimentele $d_{\min} - D_{\min}$ respectiv $D_{\max} - d_{\max}$, amplasate încă în cîmpul de toleranțe este mai mare decât cel obținut la o distribuie considerată ca normală. Deci, în urma aplatisării curbei de distribuie vom avea:

$$|N_+ - N_-| > N'$$

$$|N_+ + N_-| > N''$$

și creșterea numărului de probe amplasate în compartimentele δ_1 , servește drept indice pentru aprecierea preciziei realizate.

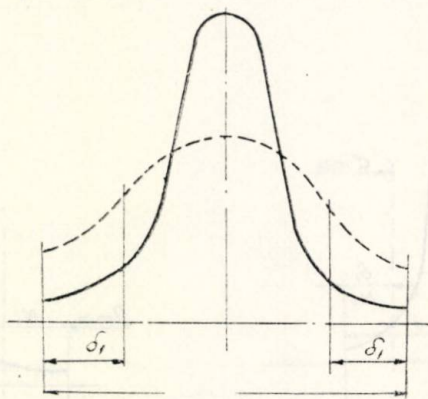


Fig. 3

În ambele cazuri trebuie să se determine numărul admisibil de probe ce se amplasează în compartimentele δ_1 , care în vederea realizării unor produse de calitate optime nu poate fi depășit.

Verificarea reglajelor și împrăștierea dimensiunilor se face formînd media aritmetică și abaterile medii pătratice :

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i n_i}{\sum n_i}$$

$$\delta = \sqrt{D(x)} = \sqrt{M_2 - M_1^2}$$

unde

x_i — valoarea întîmplătoare a probei considerate,

n_i — frecvența,

$D(x)$ — dispersarea,

M_2 și M_1 momentele variabilei întîmplătoare de ordinul doi și unu.

Condiția de precizie poate fi considerată ca îndeplinită dacă se respectă :

$$q = 1 - 2\Phi\left(\frac{\delta}{\sigma}\right) \leq 0,02$$

unde

q — probabilitatea erorilor,

δ — jumătatea cîmpului de toleranțe.

Dacă media aritmetică coincide cu centrul cîmpului de toleranțe reglajul poate fi considerat ca satisfăcător.

Pentru a obține rezultate cît mai apropiate de realitate în această fază de determinare a valorilor $\bar{X}$ și δ numărul de probe din lot trebuie să fie cît se poate de mare.

Modul de determinare a parametrilor care stau la baza controlului rezultă din următorul exemplu :

La bancul de probă pentru motor la 700 motoare controlate 58 prezintă bătăi anormale la angrenajul distribuției. În acest caz probabilitatea motoarelor corespunzătoare este de $p = 0,917$. Presupunînd însă un proces tehnologic corect ar trebui să se respecte $q = 1 - p^1 = 1 - 0,98 = 0,02$ și pentru respectarea cărei condiții se introduce controlul pe flux tehnologic. În cazul exemplului știind că DEFECTUL provine fie din cauza nerespectării distanței dintre axe, fie din cauza nerespectării bătăii cercului de divizare a roților dințate din distribuție, se consideră că s-au identificat punctele de control pe fluxul tehnologic precum și condițiile tehnice ce trebuie controlate.

Admițînd că parametrul de mai sus asigură un proces tehnologic corespunzător, rezultă condiția de reglare $p(|N_+ - N_-| > N') = q$ și cea de precizie $p(|N_+ + N_-| > N'') = q$, unde N' și N'' reprezintă pragul de control, adică condiția $|N_+ - N_-| \leq N'$ și $|N_+ + N_-| \leq N''$.

La o distribuție normală a rezultatelor, rezultă după [1]

$$\Phi(Z) = \frac{1 - 2}{2} = \frac{0,98}{2} = 0,49$$

iar din tabela XIII [1] pentru valorile probabilității $q = 1 - 2\Phi(Z)$, unde $\Phi(z)$ este funcția lui Laplace, obținem $Z = 2,325$.

Știind însă că

$$z = \frac{\delta}{\sigma} \text{ respectiv } z_1 = \frac{s_1}{\sigma} \text{ iar } \delta = \frac{z \cdot \sigma}{2} = \frac{2,325 \sigma}{2} = 1,1625 \sigma$$

Limitele de distribuție vor fi :

$$d_{\max} = T_s - 1,1625 \sigma$$

$$d_{\min} = T_i + 1,1625 \sigma$$

T_s și T_i limita superioară și inferioară a cîmpului de toleranțe.

Probabilitatea împrăstierilor în cele trei compartimente va fi deci

$$P_- = \frac{1}{2} - \Phi(z_1) = 0,5000 - 0,37698 = 0,12302$$

$$P_+ = \frac{1}{2} - \Phi(z_1) = 0,5000 - 0,37698 = 0,12302$$

$$P_0 = 2 \Phi(z_1) = 0,75396$$

ceea ce arată o distribuție simetrică, adică centrul de grupare coincide cu centrul cîmpului de toleranțe.

Pentru determinarea numărului de piese N' respectiv N'' care mai asigură probabilitatea impusă, se alege drept selecție un număr de 8 piese.

Calculînd posibilitățile $P(|n_+ - n_-| \leq i)$, unde $i = 0, 1, 2 \dots u$ după relația distribuției polinomiale vom avea :

$$P_{P_+ P_0 P_-}^{N_+ N_0 N_-}(n) = \frac{n!}{N_+! N_0! N_-!} P_-^{N_-} P_0^{N_0} P_+^{N_+}$$

$$N_+ + N_0 + N_- = n$$

$$P_- + P_0 + P_+ = 1$$

iar pentru $n = 8$ și $|N_+ - N_-| = i$

combinațiile posibile $N_+ N_0 N_-$ sînt

i = 0			i = 1		
N_+	N_0	N_-	N_+	N_0	N_-
4	0	4	4	1	3
3	2	3	3	1	4
2	4	2	3	3	2
1	6	1	2	3	3
0	8	0	2	5	1
			1	5	2
			1	7	0
			0	7	1

Combinatiile se continuă apoi pentru :

$$i = 2, 3 \dots n$$

Stabilind combinațiile respective, se calculează :

$$P_i(|N_+ - N_-| = i) = \sum_{j=1}^k \frac{n!}{N_+ - j! N_0^j N_- + j!} P_-^{N_- - j} P_0^{N_0^j} P_+^{N_+ + j} = \sum_{j=1}^k P_{P_- - j P_0^j P_+}^{N_+ - j N_0^j N_- + j}$$

unde j reprezintă numărul de combinații posibile. După ce se află probabilitățile $N_+ - N_- = i$ se determină ca valoarea absolută a diferenței $N_+ - N_- = i$ să fie mai mare decât $N' = i$ utilizînd relația :

$$P(|N_+ - N_-| > N') = \sum_{j=1}^{N'} P_i(|N_+ - N_-| = i)$$

Pentru a obține probabilitatea ca $|N_+ - N_-| \leq N'$ se face diferența

$$P(|N_+ - N_-| \leq N') = 1 - P(|N_+ - N_-| > N')$$

Cunoscînd parametrii $q = 0,02$, $z = 2,325$ și $z_1 = 1,1625$ din tabela XXIII [1] pentru $n = 8$ se aleg parametrii cei mai apropiați, adică $q = 0,0188$, $z = 2,35$ și $z_1 = 1,175$ obținînd următoarele valori :

$N' = N_+ - N_- $	$P(N_+ - N_-) = N'$	$P(N_+ - N_- > N')$
0	0,2967	0,7033
1	0,4408	0,2625
2	0,1956	0,0669
3	0,0553	0,0116
4	0,0102	0,0014
5	0,0013	0,0001
6	0,0001	0,0000

Numărul N' trebuie ales pentru o probabilitate cât mai apropiată de valoarea probabilității q obținută în urma unui proces tehnologic corect.

În tabelă valoarea cea mai apropiată parametrului $q = 0,02$ este 0,0116, cărei valori corespunde $N' = 3$.

Deci la o selecție de 8 probe, la un reglaj satisfăcător diferența $N_+ - N_-$ trebuie să fie mai mică sau cel mult egal cu 3. Depășirea numărului de 3 înseamnă deplasarea centrului de grupare.

Controlul preciziei constă în verificarea dacă rezultatele obținute se află sau nu în afara compartimentului $d_{\max} - d_{\min}$, adică dacă s-a respectat $P(|N_+ + N_-| > N'') \leq 0,02$.

Probabilitatea ca din n valori măsurate $n_+ - n_- = x$ se găsesc în afara intervalului $d_{\min} - d_{\max}$ și $n - x$ se găsesc în acest interval, este dată de relația :

$$P_n(N_+ + N_- = N'') = \frac{n!}{N''!(n-N'')!} P^{N''} (1-P)^{(n-N'')}$$

iar pentru $n = 8$ și restul parametrilor egali ca și în cazul verificării reglajului, din [1] tabelul XXIII-1 se obțin următoarele valori :

$N'' = N_+ + N_-$	$P_8(N_+ + N_- = N'')$	$P_8(N_+ + N_- > N'')$
0	0,1113	0,8887
1	0,2812	0,6075
2	0,3108	0,2967
3	0,1903	0,1004
4	0,0775	0,0229
5	0,0196	0,0033
6	0,0031	0,0002
7	0,0001	0,0001

Probabilitatea 0,0229 fiind cea mai apropiată de valoarea parametrului $q = 0,02$ rezultă $N'' = 4$.

Deci condiția de precizie va fi satisfăcută dacă numărul probelor ce nu se amplasează în intervalul $d_{\min} - d_{\max}$ este egal sau mai mic decât 4.

Astfel pentru $N' = 3$ și $N'' = 4$ dintr-o selecție de $n = 8$ pot rezulta următoarele situații :

1. $|N_+ - N_-| \leq 3$ și $|N_+ + N_-| \leq 4$ adică procesul de producție se desfășoară normal, produsul se realizează în condiții tehnice optime.

2. $|N_+ - N_-| > 3$ și $|N_+ + N_-| \leq 4$ sau $|N_+ - N_-| \leq 3$ și $|N_+ + N_-| > 4$, adică pentru realizarea unor condiții tehnice optime se impune pentru ambele cazuri o selectare.

3. $|N_+ - N_-| > 3$ și $|N_+ + N_-| > 4$, adică distribuția nu este normală, procesul tehnologic, cu toate că rezultatele nu depășesc limitele câmpului de toleranțe, nu este pus la punct.

Din exemplul de mai sus rezultă că utilizând metoda de control statistic la efectuarea supracontrolului, se pot rezolva următoarele probleme :

1. În baza unui nomenclator, care rezultă în urma unor anchete tehnice bazate pe date concrete, se execută în cadrul procesului de fabricație un control pe fluxul tehnologic asupra unui număr restrâns de puncte cheie a unor repere care determină mijlocit sau nemijlocit calitatea produsului.

Nomenclatorul nu este definitiv și se modifică în funcție de evoluția calitativă, comportare în exploatare a automobilului sau tractorului.

2. Se obține o imagine asupra gradului de precizie și stabilitatea procesului tehnologic în ceea ce privește condițiile tehnice care determină fiabilitatea produsului.

3. Permite identificarea cazurilor când precizia impusă prin condițiile tehnice nu este corelată cu cea efectiv realizabilă.

4. Identifică punctele în cadrul procesului de fabricație unde prin aplicarea metodei de selecționare se pot realiza produse calitativ superioare.

5. Metoda de control are un caracter preventiv, semnalizează din timp probabilitatea depășirii câmpului de toleranțe, respectiv întâi scăderea calității și apoi apariția rebutului.

6. Supracontrolul organizat în baza celor expuse poate fi considerat economic și eficient, evitând suprapuneri cu controlul uzinal. În final se va asigura realizarea unor produse de calitate uniformă, reducând volumul de lucru la supracontrol.

Brașov, octombrie 1968.

Bibliografie

1. N. RANCU, L. TÖVISSI : *Statistica matematică cu aplicații în producție*. Editura Academiei R.S.R., București, 1963.
 2. SCHINDOWSKI E., SCHÜTZ O. : *Statistische Qualitätskontrolle*. Berlin, 1959.
 3. E. OANCEA : *Controlul statistic în construcția de mașini*. Construcții de mașini, mai 1967.
 4. Dr. ing. W. H. THURMANN : *Ausreisser bei Zeitaufnahmen*. Werkstatt und Betrieb 1961/11.
 5. CAȘIRIN : *Tehnologia construcțiilor de mașini*. Editura tehnică, 1954.
-

Abstract

In the work are shown the conditions which should be accomplished by the inspection superverification, as well as the factors which influences this superverification. The proposal is made of a statistical control method to perform this superverification.

INFLUENȚA VIBRAȚIILOR ASUPRA PRECIZIEI DE LUCRU LA MAȘINA DE RECTIFICAT PLAN

VAJDA ALEXANDRU, PIUKOVICI IVAN, GURGUI MARIANA,

În etapa actuală în industria constructoare de mașini, una din problemele de bază o constituie necesitatea obținerii producției la calitate tot mai ridicată.

În acest scop se acționează asupra tuturor factorilor de care aceasta depinde, în primul rînd asupra calității mașinilor-unelte, care au un rol hotărîtor în procesul de producție. Se fac studii teoretice, experimentale în vederea obținerii preciziei geometrice, cinematice și dimensionale asigurînd totodată productivitate ridicată și preț de cost cît mai scăzut.

Precizia dimensională și geometrică a mașinilor-unelte este determinată, printre altele, și de capacitatea acestora de a menține poziția relativă dintre sculă și semifabricat în timpul funcționării, deci și sub influența sarcinilor statice și dinamice care solicită sistemul mașină-unelte și semifabricat. Deoarece poziția reciprocă dintre sculă și semifabricat variază odată cu variația mărimii forțelor, rezultă că o anumită calitate poate fi exprimată prin mărimea cîmpului de dispersie a dimensiunilor, respectiv prin mărimea cîmpului de toleranță, prin abaterile maxime de la forma geometrică și prin calitatea suprafeței obținute.

O suprafață de calitate inferioară, adică o suprafață prelucrată cu ondulații, indică existența unui fenomen negativ, vibrațiile. Cauzele vibrațiilor sînt multiple, putînd fi dependente de mașina-unelte sau independente de ea. La rîndul lor sursele vibrațiilor dependente de mașina-unelte pot fi legate de specificul construcției utilajului sau pot fi generate de procesul așchierii. Din prima categorie de surse fac parte: soluția constructivă dată, dimensionarea, erorile de execuție sau montaj, surse vibratorii care nu sînt generate nemijlocit de procesul de așchiere (motoarele electrice, pompele hidraulice etc.), materialul utilizat pentru execuție. Din a doua categorie, a surselor legate de procesul de așchiere fac parte: vibrațiile generate sau favorizate de sculă, vibrații generate de semifabricat, vibrații generate de interdependența dintre sculă și piesă în procesul desprinderii așchierii (autovibrații).

Mișcarea vibratorie are caracteristicile esențiale : amplitudinea și frecvența. La majoritatea mișcărilor vibratorii, vibrația rezultă din suprapunerea mai multor oscilații armonice. Aparatele de măsură înregistrează mișcarea rezultantă sau consecințele mișcării rezultante, de exemplu prin studierea profilogramei unei suprafețe prelucrate în prezența unor vibrații. Pentru interpretarea corectă a vibrogramelor înregistrate experimental trebuie cunoscut aspectul graficelor de mișcări rezultate din suprapunerea a două sau mai multe vibrații armonice.

Rezultă că este foarte important să se cunoască influența diferitelor surse de vibrații. Ca una din sursele de vibrații de care s-a ținut seama și a cărei influență s-a studiat, a fost motorul electric de antrenare a discului abraziv. La motoarele electrice sînt mai mulți factori care pot produce vibrații și anume :

a) imprecizia prelucrării mecanice care se manifestă prin existența excentricității (e) a rotorului. În timpul rotirii centrul de greutate avînd excentricitatea (e), dezvoltă o forță centrifugală [1].

$$F = m \cdot e \cdot \omega^2 \text{ unde } [1]$$

m — masa rotorului ; e — excentricitatea, ω — viteza unghiulară.

Echilibrarea rotorului se poate face static sau dinamic. Pentru a aprecia dezechilibrarea motoarelor cu diferite greutateți se folosește noțiunea de dezechilibru specific (Θ) definit ca valoarea dezechilibrului raportată la un kg din masa rotorului și se exprimă cu relația [2].

$$\Theta = \frac{m_i \cdot e_i}{m} = \frac{\nabla}{m} [\mu m] \quad [2]$$

unde m — masa dezechilibrată a rotorului ; e — distanța centrului de greutate la axa de rotație ; ∇ — dezechilibru.

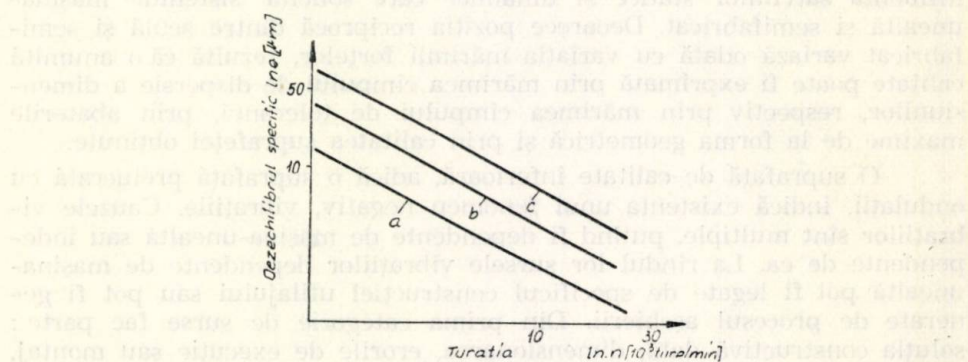


Fig. 1

Normele de recepție a motoarelor electrice prevăd anumite toleranțe pentru dezechilibrul specific, care se determină cu relații în care acesta depinde de turația (n). Dependența dezechilibrului specific (Θ) de

turația (n) este dată în figura 1, unde curba a este valabilă pentru micromotoare clasa I-a, curba b pentru motoare de putere mică clasa a II-a sau motoare de putere medii clasa I-a și curba c pentru motoare de puteri medii clasa a II-a [3].

b) Defecte de montaj și uzură, ca de exemplu : montarea greșită a rotorului, jocuri datorită montajului imprecis sau uzurii etc.

c) vibrații magnetice, care apar datorită acțiunii forțelor câmpurilor electromagnetice din întrefier și au o contribuție însemnată la zgomotul motorului electric.

Având în vedere principalele propuneri existente în ceea ce privește vibrațiile admisibile ale motoarelor electrice, se constată o variație mare a criteriilor, vibrațiile fiind limitate în funcție de greutatea motoarelor, turațiile, tipurile și destinația lor. Mai frecvent se utilizează normele industriale privitoare la vibrațiile motoarelor asincrone trifazate, din serie unitară de puteri de la 0,6 la 100 Kw, date în tabelul 1.

Gabarit	Clasa	Turația (rot./min)	Dublu amplitudinii
3, 4 și 5	I	3000	10
		1500	
		1000	
	II	3000	25
		1500	20
		1000	20
6, 7, 8 și 9	I	3000	15
		1500	
		1000	
	II	3000	40
		1500	35
		1000	35

Studiile efectuate au urmărit nu numai determinarea celor trei mărimi caracteristice (deplasările, vitezele și accelerațiile) ci și a mărimilor fizice, specifice fenomenului vibrator care caracterizează cel mai bine efectul vibrației asupra mașinii și omului. Astfel s-au stabilit : intensitatea vibrației i [cm^2/s^3] având ca unitate practică *vibrarul* (S) și nivelul vibrațiilor exprimat în *pali*. Corelația dintre intensitatea vibrațiilor, măsurată în cm^2/s^3 sau în *vibrar* și nivelul vibrației, măsurat în *pali* este reprezentată în figura 2, unde ambele sînt de egală percepere.

Din figură se poate observa că la frecvențe ridicate curbele se apropie, trepidațiile cu diverse nivele devenind la fel de supărătoare.

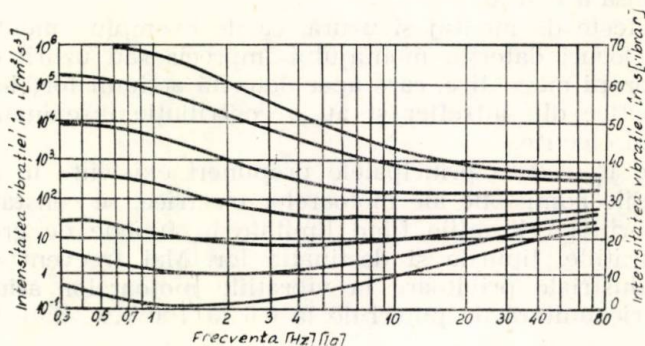


Fig. 2

În anumite împrejurări, singurul mijloc de depistare a defecțiunilor în comportarea dinamică a motorului este funcționarea nesilentioasă a acestuia. Din acest motiv, studiul zgomotului a căpătat în ultimul timp o mare importanță. Zgomotul este un indiciu obiectiv de existență a vibrațiilor, care se transmit și la mașina-unealtă la a cărei antrenare este folosit motorul electric.

Intensitatea sunetului datorită unei anumite vibrații nu este definită complet numai de amplitudinea deplasării în timpul vibrațiilor. La vibrațiile suprafețelor mari, presiunea sonoră p este proporțională cu viteza de vibrație.

$$v = \frac{p}{Z_c}$$

unde Z_c este impedanța caracteristică și reprezintă raportul dintre presiunea acustică eficace și viteza de deplasare a particulei într-un câmp liber cu unde acustice progresive plane.

Legătura directă dintre presiunea sonoră și viteza vibrațiilor permite stabilirea unei relații între nivelul de intensitate al zgomotului (L_1) și nivelul vitezei de oscilație a vibrațiilor exprimate în decibeli (dB) [4], [5], [6].

$$L_1 = 20 \lg \frac{p}{p_0} = 20 \lg \frac{v}{v_0}$$

unde v este valoarea reală a vitezei de oscilație a vibrațiilor, iar v_0 , valoarea reală a vitezei de oscilație la pragul de audibilitate. Pentru aer $v_0 = 5 \cdot 10^{-6}$ [cm/s].

Una din sursele care introduc vibrații la motoarele electrice sînt rulmenții de ghidare a rotorului. S-au făcut încercări pe diverse loturi de motoare, avînd rulmenți cu diverse valori de vibrații și intensități de zgomot. În baza acestor încercări s-au putut trage concluzii privind dependența dintre vibrațiile, respectiv intensitatea zgomotului rulmenților. Astfel s-a putut stabili rulmentul etalon, cu nivelul de vibrații maxim rezultînd vibrații și zgomot la motorul electric sub nivelul maxim admis la mașinile-unelte [7], [8]. Pentru măsurarea amplitudinilor, vitezelor și accelerațiilor vibrațiilor, precum și pentru măsurarea intensității respectiv nivelului zgomotului s-a folosit aparatul firmei BRUEL și KJAER din Naerum — Danemarca [9].

În vederea verificării influenței vibrațiilor introduse de motorul electric și de cureaua de transmisie asupra preciziei de funcționare a mașinilor de rectificat plan, s-au făcut măsurări pe două asemenea mașini, una care prelucrează cu precizie ridicată (A), alta, constructiv asemănătoare, dar care lucrează cu precizie mai scăzută (B). Din experimentările făcute s-au desprins următoarele concluzii :

— arborele port sculă vibrează sub influența mai multor surse din interiorul mașinii și din exterior, transmise prin sol și prin atmosferă (unde acustice). Ponderea cea mai mare, între 70—90 % o au sursele din afara motorului electric, și a transmisiei cu curea.

— influența vibrațiilor introduse de motorul electric și cureaua de transmisie asupra preciziei de funcționare a mașinii este minimă.

Datorită acestor concluzii parțiale, cercetarea a continuat prin studiul teoretic și experimental asupra rigidității statice și dinamice a mașinilor (A și B).

După cum s-a mai arătat mai sus, la mersul în gol nu se observă diferențe între cele două mașini. Din cercetările anterioare s-a dovedit însă că mașina-unealtă chiar dacă nu prezintă fenomenul vibrației la mersul în gol, la funcționarea sub sarcină (în timpul prelucrării) poate prezenta fenomenul de rigiditate (stabilitate) la vibrații foarte scăzută, deci poziția relativă dintre sculă și semifabricat să nu rămînă constantă.

În timpul aşchierii datorită relației dintre forța de aşchiere și parametrii de aşchiere apare așa-numitul agent al autovibrației. Stabilitatea procesului de prelucrare a pieselor prin rectificare se poate studia pe o schemă dinamică de tip simplificat a mașinii de rectificat, dată în figura 3, în care τ este caracteristica de temporizare care dă indicații asupra stabilității sistemului, iar $W_{\tau} = e^{-\tau p}$ este caracteristica elementului de temporizare.

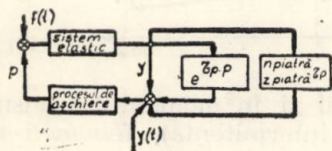


Fig. 3

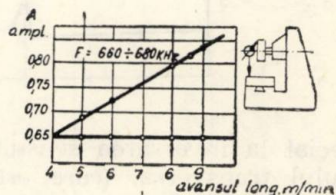


Fig. 4

Cunoscând că temporizarea pentru piesă este $\tau_{pt} \text{ s} = \frac{60}{n_p \cdot z_p}$ iar pentru piatră $\tau_{piatră} = \frac{60 t_B}{\pi \cdot D_p \cdot n_p} = \frac{V_{av, long.}}{f \cdot \pi \cdot D_p \cdot p_p}$

unde: n_p este turația pietrei, z_p — numărul de undulații pe piatră, $V_{av, long.}$ — viteza de avans longitudinal, f — frecvența vibrației (frecvența undulațiilor pe suprafața piesei); D_p — diametrul pietrei de rectificat și t_B — pasul undulației pe suprafața piesei și că frecvența minimă $\omega_{min} = \frac{\pi}{2\tau}$ pentru mărirea zonei de instabilitate se poate scrie relația:

$$\Delta \omega = \omega_{k+1} - \omega_k \approx \frac{\pi}{4\tau}$$

Rezultă cu scăderea timpului de temporizare duce la mărirea zonei de instabilitate. Acest timp se poate modifica prin modificarea turației, a avansului longitudinal, a numărului de undulații, a diametrului și a altor parametri. În figura 4 se dă dependența amplitudinii vibrațiilor arborelui mașinii în funcție de avansul longitudinal în cazul așchierii și a mersului în gol.

Se poate deci trage concluzia că acționind asupra factorilor care determină imprecizia mașinii (B) din cauza surselor de vibrații și a instabilității la vibrații, se poate îmbunătăți sensibil precizia mașinii.

În ultima parte a lucrării de față se face un studiu experimental asupra rigidității statice și dinamice a păpușii port-sculă și lagărului din față a arborelui port-sculă. Avîndu-se în vedere aspectele teoretice ale fenomenelor vibratorii în cazul special al mașinii de rectificat plan, în prima ipoteză s-au măsurat amplitudinile vibrațiilor mesei în funcționare. La mașina B s-au înregistrat amplitudini de 3—4 ori mai mari,

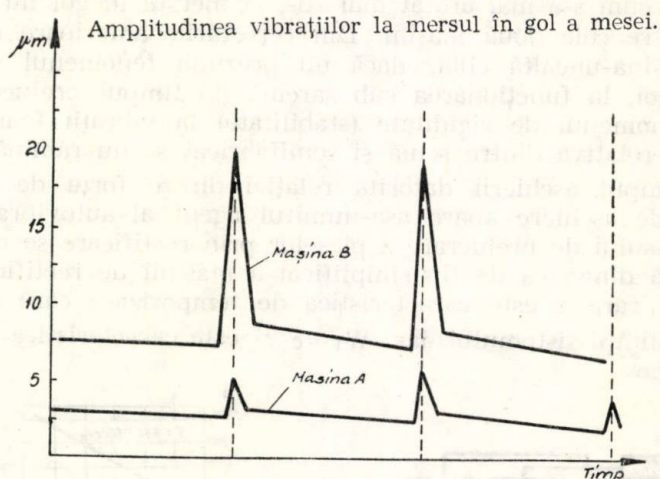


Fig. 5

în special la inversarea sensului deplasării și în momentul transmiterii avansului transversal (care este mișcare intermitentă), fenomen reprezentat în figura 5.

Cauza constă în funcționarea neliniștită și cu șocuri mari a mecanismului hidraulic a mașinii B, față de a mașinii A.

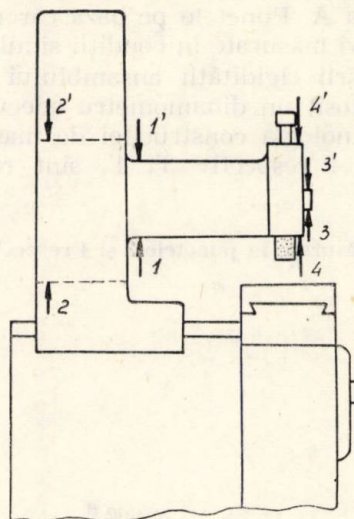


Fig. 6

Deformațiile păpușii port-sculă de-a lungul ghidajelor verticale și a arborelui port-sculă în lagărul din față, au fost măsurate în punctele 1, 2, 3, 4 respectiv 1', 2', 3' și 4' evidențiate în figura 6.

Deformații măsurate în punctele 1 și 2 respectiv 1' și 2'.

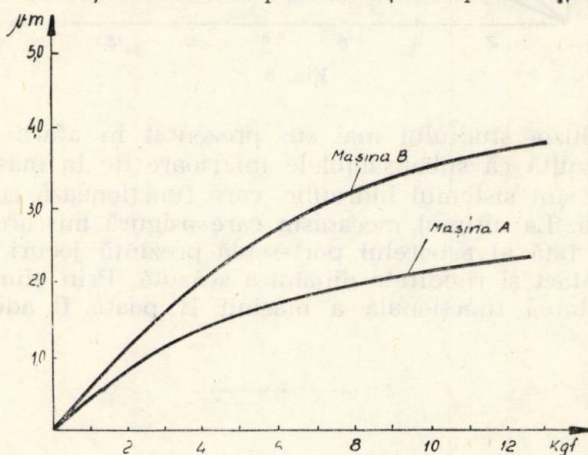


Fig. 7

S-au efectuat măsurări statice, folosind un dinamometru inelar (1—50 Kgf) și comparatoare de miime de milimetru. Rezultatele sînt evidențiate grafic în figura 7.

Curbele trasate pentru punctele 3, 4 și respectiv 3' și 4' au alura mai accentuată.

Se pot observa deformații aproximativ de două ori mai mari la mașina B, decât la mașina A. Punctele pe baza cărora s-au trasat curbele reprezintă media a 5 valori măsurate în condiții similare.

În vederea măsurării rigidității ansamblului port-sculă în timpul lucrului (dinamic) s-a folosit un dinamometru adecvat, construit în laboratoarele catedrei de Tehnologia construcției de mașini. Rezultatele obținute pentru punctele 3, 4 respectiv 3', 4', sint reprezentate grafic în figura 8

Deformații măsurate în punctele 3 și 4 respectiv 3' și 4'.

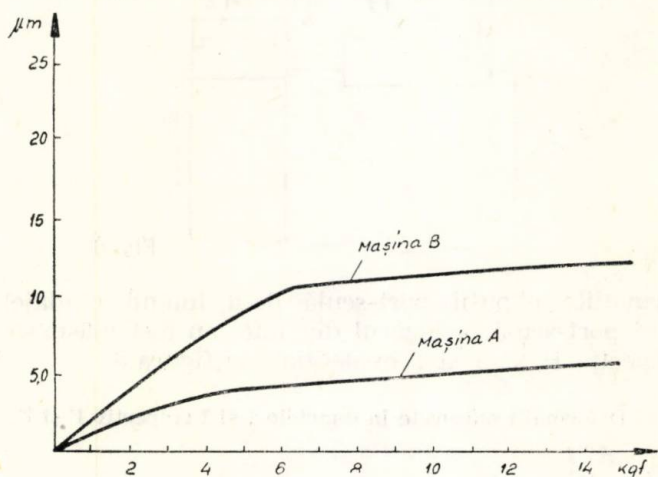


Fig. 8

În concluzia studiului mai sus prezentat în afara celor amintite pe parcurs, rezultă că subansamblele inferioare de la mașina B față de ale mașinii A sint sistemul hidraulic, care funcționează cu șocuri și păpușa port-sculă. La ultimul mecanism care asigură mișcarea pe verticală și lagărul din față al arborelui port-sculă prezintă jocuri mari, deci rigiditate de contact și rigiditate dinamică scăzută. Prin eliminarea acestor deficiențe calitatea funcțională a mașinii B poate fi adusă la nivelul mașinii A.

Bibliografie

1. BUZDUGAN GH.: *Măsurarea vibrațiilor mecanice*. Ed. Tehnică, București, 1964.
2. BICHIR N., VINARU L.: *Vibrații și zgomotul mașinilor electrice*. Problemă plan ICPE. B-2/1965.

3. BUZDUGAN GH., HAMBURGER L.: *Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția de mașini*. Ed. Tehnică, București, 1958.
 4. KUDINOV B. A., PAVLOV A. G.: *Metoda aprecierii nivelului de vibrații al motoarelor electrice*. Vestnic mașinostroenia 1966/3.
 5. EISELE F., SCHWEIGHOFER R.: *Motorul electric ca sursă de perturbații la mașina-unealtă*. Maschinenmarkt, nr. 79, 1965, p. 39—45.
 6. SLAVIN I. I.: *Zgomotul industrial și combaterea lui*. Ed. Tehnică, București, 1957.
 7. VAJDA ALEX., PIUKOVICI I.: *Influența vibrațiilor introduse de motorul electric și cureaua de transmisie asupra funcționării mașinilor de rectificat plan*. Buletinul lucr. științ. Inst. politehnic Brașov, 1967.
 8. HOMIACOV V. S.: *Calculul rigidității dinamice și al coeficienților de amortizare a transmisiilor cu unele trapezoidale*. Vestnic mașinostroenia nr. 8/1965.
 9. CATALOG: *Audio Frequenca Spectrum Recorder*, type 3312, Brüel-Kjaer, Naerum — Danemarca.
-

Zusammenfassung

Die bearbeiteten Oberflächen durch Flächenschleifmaschinen weisen Unterschiede auf, die hauptsächlich auf die Schwingungen der Maschine zurückzuführen werden können.

Die Untersuchung erstreckt sich auf die Schwingungs-Quelle und auf ihr Einfluss auf die Arbeitsgenauigkeit.

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
DEPARTMENT OF THE HISTORY OF ARTS
AND ARCHITECTURE
OFFICE OF THE CURATOR
OF THE MUSEUM OF ARTS
AND ARCHITECTURE
540 EAST 57TH STREET
CHICAGO, ILL. 60637
TEL. 733-4331
FAX 733-4332
WWW.MUSEUMOFARTS.ORG

EXHIBITION

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
DEPARTMENT OF THE HISTORY OF ARTS
AND ARCHITECTURE
OFFICE OF THE CURATOR
OF THE MUSEUM OF ARTS
AND ARCHITECTURE
540 EAST 57TH STREET
CHICAGO, ILL. 60637
TEL. 733-4331
FAX 733-4332
WWW.MUSEUMOFARTS.ORG

PRELUCRAREA ELECTROLITICĂ A METALELOR

IVAN MIRCEA, RUSAN GLIGOR

1. BAZELE FIZICO-CHIMICE ALE PRELUCRĂRII ELECTROLITICE

La baza prelucrării electrolitice stă fenomenul de dizolvare electrochimică a metalelor, din care cauză această metodă se mai numește și prelucrarea electrochimică. Pentru o mai bună înțelegere a procedurii vor fi prezentate pe scurt câteva probleme legate de bazele fizice ale prelucrării.

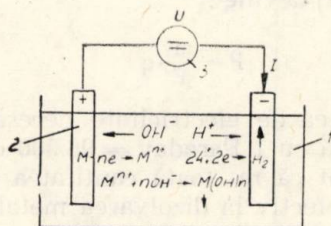


Fig. 1

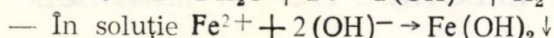
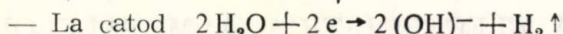
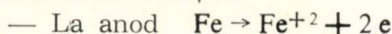
Se consideră o celulă electrochimică formată din (figura 1): cuva de electrolit 1, în care sînt introduse metalul de prelucrat 2, legat la polul pozitiv al unui generator de curent continuu 3 și un alt metal care se leagă la polul negativ. Datorită forței electromotoare a sursei se închide circuitul electric între anod și catod prin intermediul electrolitului. Transportul curentului se face de ioni moleculelor disociate ale soluției de electrolit, care sub influența cîmpului electric se deplasează spre electrozii încărcăți cu sarcini contrarii. Descompunerea apare în punctele de discontinuitate ale conductorului, la contactul electrozilor cu soluția, adică acolo unde se trece de la conductivitatea ionică (electrolitul) la conductibilitatea electronică (electrozii) și invers [1], [2].

Ionii transportați de curent, în contact cu electrozii, pierd sarcinile lor electrice, primind sau cedînd electroni și trec în atomi liberi.

Ionii de hidrogen se descarcă pe catod și apoi sînt eliminați din soluție.

Atomii metalului legat la anod, cedează încărcătura electrică corespunzătoare valenței lor și se dizolvă ca ioni în soluția de electrolit. Împreună cu ionii de hidroxid, ionii metalului de prelucrare intră într-o combinație nedizolvabilă sub forma de hidroxid de metal.

La prelucrarea oțelurilor într-o soluție de electrolit de CINa au loc următoarele reacții :



Ionii electrolitului disociați $\text{Na}^+ + \text{Cl}^-$ nu participă la reacțiile chimice revenindu-le numai sarcina de a da soluției o conductibilitate suficientă.

Cantitatea de material P, dislocată de pe anod, în timpul prelucrării (electrolizei) este dată de legea a doua a lui Faraday :

$$P = k \int i dt = kq \quad (1)$$

în care k este echivalentul electrochimic al metalului iar q este cantitatea de electricitate care trece prin soluție.

Dacă echivalentul electrochimic se exprimă în funcție de echivalentul gram m relația (1) devine :

$$P = \frac{m}{F} \cdot q \quad (2)$$

în care F este cantitatea de electricitate necesară pentru a dizolva un echivalent gram și egală cu 1 Faraday = 96.500 coulombi.

Dacă se ține cont că nu toată cantitatea de electricitate furnizată de generator participă efectiv la dizolvarea metalului, intervine în calcule și randamentul de curent η_i .

$$P = \frac{m}{F} \cdot q \cdot \eta_i \quad (3)$$

Pentru a separa variabila din mărimea P, aceasta poate fi exprimată prin :

$$P = V \rho \quad (4)$$

Rezultă că :

$$V = \frac{m}{F \rho} q \eta_i \quad (5)$$

Dar $\frac{m}{F \rho}$ se notează cu V_{sp} , fiind o mărime constantă și se exprimă în :

$$\left[\frac{\text{mm}^3}{\text{A min}} \right],$$

relația (5) devine :

$$V = V_{sp} q \eta_i \quad (6)$$

Volumul de material dislocat este o mărime care depinde de mulți factori ca de exemplu tipul și concentrația soluției, temperatura etc., care influențează conductivitatea. Acesta trebuie determinat experimental, căci influențează asupra productivității prelucrării [3].

Exprimându-se cantitatea de electricitate q în funcție de intensitate și timpul de prelucrare se obține :

$$V = V_{sp} I t \eta_i \quad (7)$$

Conform legii lui Ohm :

$$I = \frac{U}{R} \quad (8)$$

Rezistența R include rezistența interioară a celulei electrochimice, formată din rezistența electrolitului și rezistențele datorate polarizării.

În cazul prelucrării electrolitice cu circulație forțată a electrolitului, rezistențele datorate polarizării sînt foarte mici în raport cu prelucrarea fără circulație forțată și deci se pot neglija, obținîndu-se intensități mari în zona de lucru.

Dacă se consideră soluția între doi electrozi cu secțiuni identice, se poate exprima rezistența R funcție de conductivitate κ prin :

$$R = \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{\delta}{A} \quad (9)$$

în care, δ este distanța dintre electrozi (figura 2), iar A este secțiunea frontală a electrozilor.

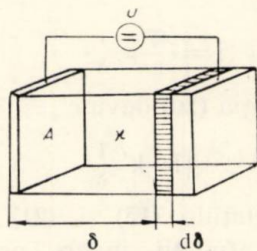


Fig. 2

Înlocuind pe R și I din relațiile (9) și (8) în (7) se obține :

$$V = V_{sp} \frac{U \kappa A}{\delta} t \eta_i \quad (10)$$

Ținîndu-se cont că pentru un timp de lucru dt se prelucurează pe o adîncime $d\delta$, volumul dislocat se poate exprima prin :

$$dV = A d\delta \quad (11)$$

Derivându-se relația (10) se obține :

$$\frac{dV}{dt} = V_{sp} \frac{UzA}{\delta} \eta_i \quad (12)$$

Înlocuind relația (11) în (12) se obține :

$$\frac{A d \delta}{dt} = V_{sp} \frac{UzA}{\delta} \eta_i \quad (13)$$

Din relația (13) se explicitază viteza de prelucrare :

$$\delta' = V_{sp} \frac{Uz}{\delta} \eta_i \quad (14)$$

Dar V_{sp} , U , z , η_i , fiind valori constante, relația (14) devine :

$$\delta' = \frac{k}{\delta} \quad (15)$$

Dacă în relația (1) se împart ambii termeni cu secțiunea A și se derivează în raport cu timpul se obține :

$$\frac{P}{A} = k \frac{q}{A} \quad (16)$$

$$\frac{dP}{A} = k \frac{I}{A} dt \quad (17)$$

$$\frac{dV}{A} = k \frac{I}{\rho} i dt \quad (18)$$

$$\delta' = \frac{K}{\rho} i \quad (19)$$

Egalînd relațiile (15) cu (19) și explicitînd densitatea de curent se obține :

$$i = \frac{K}{k} \rho \frac{1}{\delta} \quad (20)$$

K , k , ρ fiind constante relația (20) devine :

$$i = k' \frac{1}{\delta} \quad (21)$$

Se constată din relațiile (15) și (21) că viteza de distocare și densitatea de curent sînt funcții invers proporționale cu interstițiul dintre electrozi.

2. METODE DE PRELUCRARE ELECTROLITICE

În funcție de regimul de curgere a electrolitului, cu viteză constantă sau variabilă, prelucrările electrochimice se pot grupa în următoarele trei grupe :

— prelucrarea cu viteză de curgere a electrolitului variabilă, fără avans al electrodului sculă pornindu-se de la un interstițiu inițial δ_{oi} .

— prelucrarea cu viteză de curgere a electrolitului variabilă, până la stabilizarea procesului de prelucrare, cu viteză de avans constantă a electrodului sculă :

— prelucrarea cu viteză de curgere a electrolitului constantă, cu viteză de avans autorreglabilă a electrodului sculă.

Din analiza particularităților de prelucrare pentru fiecare grupă și din rezultatele experimentale s-a constatat că productivitatea prelucrării diferă de la o grupă la alta. Tratarea în detaliu a acestei probleme se va face într-o altă lucrare.

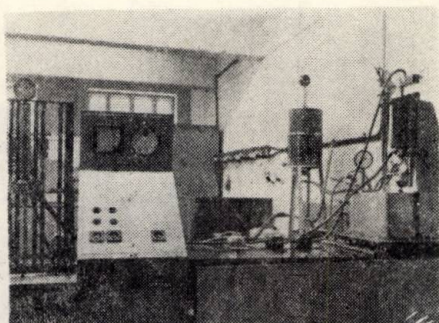


Fig. 3

În cadrul catedrei T.C.M. din Institutul politehnic Brașov s-a proiectat și executat o instalație experimentală pentru prelucrarea electro-litică, prezentată în figura 3.

3. EXEMPLE DE PRELUCRĂRI

Pentru punerea în evidență a posibilităților de prelucrare pe cale electro-litică cu instalația experimentală s-au efectuat prelucrări pe piese de diferite complexități (în funcție și de cerințele unor uzine). Astfel s-au făcut încercări de prelucrare a locașelor cilindrice, de secțiune pătrată și hexagonală, matrițe pentru sape de foraj (de tipul pinioanelor conice), piese complexe, asimetrice, de tipul capului de bară de la direcția trac-torului. În figura 4 sînt prezentate cîteva piese prelucrate prin metoda electro-litică.

O altă grupă de prelucrări o constituie grupa prelucrărilor fără avans. În cadrul acestei grupe s-au făcut prelucrări de debavurare a găurilor și pinioanelor. În figura 5 este prezentat un pinion conic de la transmisia autocamionului debavurat pe cale electro-litică.

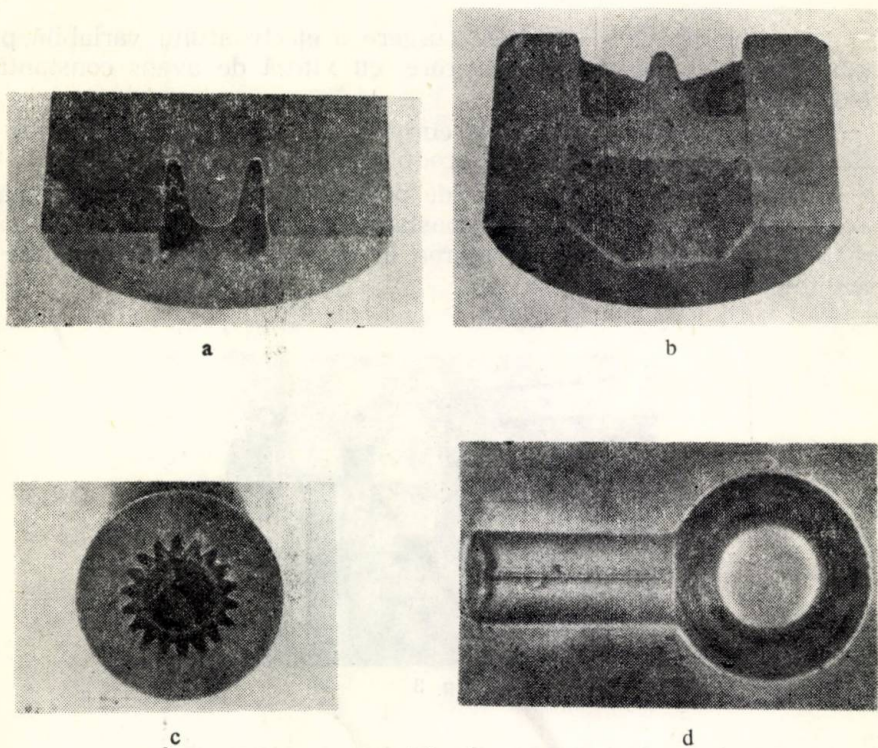


Fig. 4

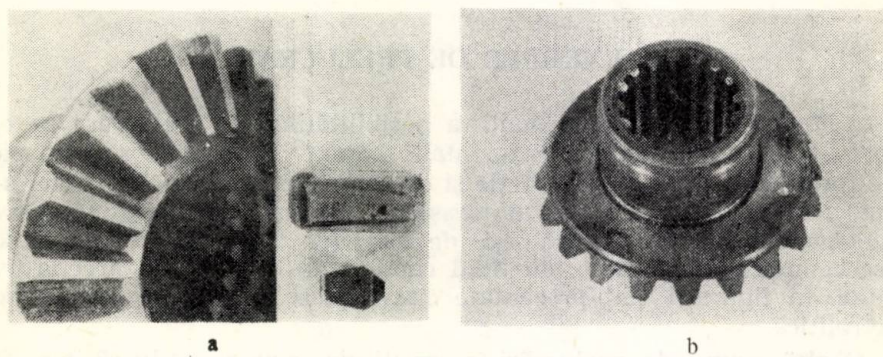


Fig. 5

Parametrii medii cu care s-au făcut încercările la prelucrarea cu viteză de avans sînt următorii :

— concentrația soluției de electrolit pe bază de ClNa a fost de 15—18 %;

— vitezele de avans de lucru, constante sau autoreglabile, de pînă la 1,5 mm/min ;

— presiunile de intrare a electrolitului în zona de lucru maxim 10 Kgf/cm^2 ;

— vitezele de curgere a electrolitului maxim 37 m/sec ;

— interstițiul minim 0,26 mm ;

— densitățile de curent 100 A/cm^2 ;

— temperatura de lucru 23—27° C.

4. STUDIUL PARAMETRILOR DE LUCRU

În studiile preliminare s-au făcut o serie de determinări sub aspect calitativ, fără a se determina precis, valoric, influențele parametrilor respectivi asupra prelucrării.

Avîndu-se în vedere numărul mare de factori care influențează prelucrarea electrolitică, volumul mare de determinări și complexitatea lor, pînă în stadiul actual al lucrării, în afară de studiu și realizarea instalației, s-au efectuat studii privind variația densității de curent funcție de condițiile de lucru.

Astfel s-a studiat :

$$i = f(v, \delta) ;$$

pentru un anumit tip și concentrație de soluție de electrolit. Metodica studierii acestui parametru a fost următoarea : s-au făcut prelucrări pe zece eșantioane, la care s-a prevăzut un element pentru măsurarea interstițiului real. Prelucrările s-au efectuat la diferite presiuni de intrare și la debit de electrolit constant.

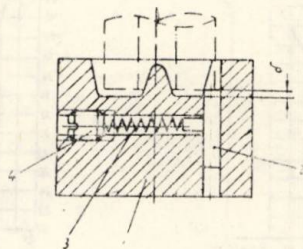


Fig. 6

În figura 6 se reprezintă eșantionul de încercare compus din piesa de prelucrare 1, cepul de măsurare din material izolant 2, arcul de strîngere 3 și șurubul 4.

Reglarea presiunii de lucru, în limitele 1—10 Kgf/cm² conform tabelului 1 s-a făcut prin varierea interstițiului de prelucrare, pînă la obținerea presiunii corespunzătoare determinării, și s-a menținut constant pe tot parcursul încercării. În perioada prelucrării cu parametrii de lucru constanți s-a întrerupt instantaneu curentul electric și concomitent s-a comandat retragerea electrodului sculă. În timpul avansului electrodului partea frontală a acestuia a deplasat cepul de măsurare 2 (figura 6). Debitul de electrolit s-a menținut constant pentru toate determinările prin menținerea constantă a căderii de presiune în droselul de reglare a debitului (vezi tabelul 1).

Tabelul nr. 1

Nr. crt.	P_0 kgf/cm ²	P_1 kgf/cm ²	I A	A cm ²	i A/cm ²	t_1 °C	t_2 °C	Q l/min.	δ mm	S mm ²	V m/sec.	V_{av} mm/min	Observații
1	3	1	63,6	3	21,2	22	23	14	0,55	17,3	13,5	0,32	cu instalația rece
2	4	2	68	3	22,7	26	27	14	0,49	15,38	15,2	0,34	
3	5	3	75	3	25	26	27	14	0,45	14,1	16,6	0,375	
4	6	4	80	3	26,7	22	23,5	14	0,40	12,55	18,6	0,4	cu instalația rece
5	7	5	85	3	28,4	22,5	24	14	0,38	11,95	19,5	0,425	
6	8	6	95	3	31,55	26	27	14	0,33	10,4	22,5	0,475	
7	9	7	105	3	35	26	27	14	0,28	8,73	26,6	0,525	
8	10	8	110	3	36,6	26	27	14	0,25	7,85	30	0,55	
9	11	9	118	3	39,4	26,5	27,5	14	0,23	7,2	32,4	0,56	
10	12	10	126	3	42	27	28	14	0,20	6,28	37	0,63	

Citirea interstițiului frontal s-a făcut în felul următor : s-a așezat un comparator cu palpatorul pe suprafața frontală prelucrată și s-a reglat, la zero. S-a așezat apoi palpatorul comparatorului pe cepul de măsurare 2 și s-a citit diferența de cotă, care constituie tocmai interstițiul frontal. În

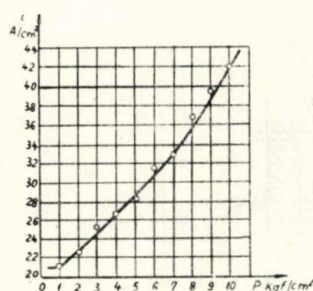


Fig. 7

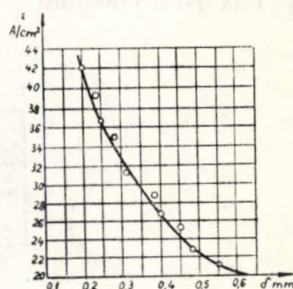


Fig. 8

timpul determinărilor, cu regim constant de lucru s-au citit intensitățile de curent absorbit, temperatura electrolitului la intrarea și ieșirea din zona de lucru.

Debitul de electrolit s-a determinat prin măsurarea timpului necesar pentru a se umple un volum bine determinat cu electrolit. Această determinare s-a făcut în perioada de lucru cu regim constant, pentru verificarea exactității reglajului inițial.

Rezultatele determinărilor s-au trecut în tabelul 1 și s-au prelucrat în diagrame din figurile 7, 8, 9.

În figura 7 s-a trasat curba de variație a densității de curent în funcție de presiunea de intrare a electrolitului. În această diagramă se observă că variația densității de curent este crescătoare cu presiunea electrolitului.

Observînd alura curbei se constată că se pot realiza densități de curent superioare celor realizate în determinările efectuate. Limitarea presiunii de lucru la 10 Kgf/cm² la încercările efectuate a fost impusă de rezistența acumulatorului hidropneumatic.

În figura 8 s-a reprezentat curba de variație a densității de curent în funcție de mărimea interstițiului frontal.

Variația interstițiului s-a obținut ca urmare a variației presiunii de intrare la debit constant și corespunzător pentru variația vitezei de curgere a electrolitului. Se constată că densitatea de curent variază după o funcție inversă cu interstițiul. Din diagramă se vede că densitatea de

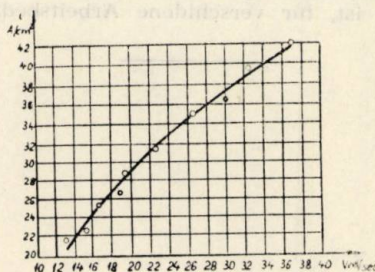


Fig. 9

curent crește foarte mult cu micșorarea interstițiului, ajungînd la valori mici ale interstițiului să producă scurt-circuitare. Ca urmare mărimea interstițiului este limitată în funcție de rezistența la străpungere a mediului dintre electrod și piesă (electrolit, gaze, impurități etc.).

În figura 9 s-a prezentat curba de variație a densității de curent în funcție de viteza de curgere a electrolitului în zona de lucru.

Din diagramă se observă că viteza influențează direct densitatea de curent în limitele valorilor realizate. Se constată că se pot realiza densități de curent mai mari la viteze de curgere a electrolitului mai mari.

Se poate afirma, pe baza diagramelor că se pot obține performanțe superioare celor realizate cu o instalație de capacitate mai mare.

Bibliografie

1. S. CRIȘAN și M. IVAN : *Prelucrare electrolitică, o nouă metodă de prelucrare a metalelor*. Construcția de Mașini, nr. 10, 1966.
2. S. CRIȘAN, G. RUSAN, M. IVAN : *Contribuții asupra prelucrării electrolitice a materialelor greu așchiabile*. Sesiunea științifică republicană, decembrie 1965, Brașov.
3. H. KUBETH : *Der Abbildungsvorgang zwischen Werkzeuelektrode und Werkstück beim Elektrochemischen Senken*, Aachen, 1965 (lucrare de doctorat).
4. S. CRIȘAN și IVAN M. : *Găurirea, strunjirea și debavurarea electrolitică, metode moderne de prelucrare a metalelor*. Construcția de Mașini, nr. 11, 1966.

Zusammenfassung

Die Arbeit behandelt die theoretischen Grundlagen der elektrochemischen Bearbeitung welche sich auf das elektrochemische Auflösen der Metalle begründet.

Es werden eine Reihe von Versuche für verschiedenen geformete werkstücke beschrieben die auf einer im T.C.M. Laboratorium hergestellten Anlage gemacht waren.

Im letzten Teil der Arbeit wird die veränderung der Stromdichte das bei der Arbeiten verbrauchten Stromes, welcher von dem Weg zwischen Elektrode und Werkstück abhängig ist, für verschiedene Arbeitsbedingungen behandelt.

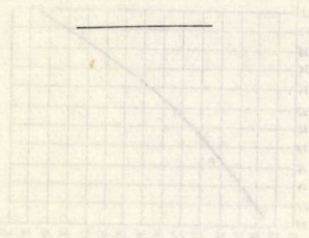


Fig. 2

Die Arbeit behandelt die theoretischen Grundlagen der elektrochemischen Bearbeitung welche sich auf das elektrochemische Auflösen der Metalle begründet. Es werden eine Reihe von Versuche für verschiedenen geformten Werkstücken beschrieben, die auf einer im T.C.M. Laboratorium hergestellten Anlage gemacht wurden.

Im letzten Teil der Arbeit wird die Veränderung der Stromdichte, die bei der Arbeit verbrauchten Stromes, welcher von dem Weg zwischen Elektrode und Werkstück abhängig ist, für verschiedene Arbeitsbedingungen behandelt.

Die Arbeit behandelt die theoretischen Grundlagen der elektrochemischen Bearbeitung welche sich auf das elektrochemische Auflösen der Metalle begründet. Es werden eine Reihe von Versuchen für verschiedenen geformten Werkstücken beschrieben, die auf einer im T.C.M. Laboratorium hergestellten Anlage gemacht wurden.

CONTRIBUȚII LA STABILIREA LUNGIMII PUNȚILOR DE LEGĂTURĂ DINTRE GRANULELE CE ALCĂTUIESC CORPURILE ABRAZIVE

GHEORGHE SECARĂ

Ca elemente de bază ce intră în compunerea corpurilor abrazive, granulele sînt, după cum se știe, legate totdeauna între ele cu ajutorul unui liant. Legătura propriu-zisă, se face de regulă prin punți de legătură care în funcție de caz, sînt în număr mai mare sau mai mic, au diverse forme și chiar dimensiuni.

Mărimile de bază care definesc aceste punți, așa cum se vede în figura 1, sînt lungimea lor l_p și secțiunea transversală F_p .

Importanța pe care o au aceste dimensiuni asupra proprietăților de bază ale sculelor, rezidă în principal în faptul că în funcție de primul element l_p , sculele abrazive se diferențiază prin structură, iar în funcție de al doilea element F_p , se diferențiază prin duritate. Această constatare nu trebuie însă considerată absolut rigidă deoarece, cele două caracte-

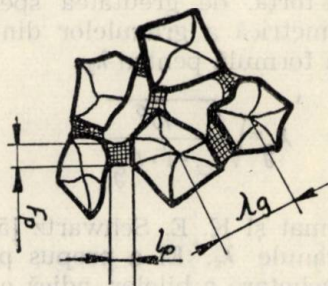


Fig. 1 Mărimile de bază ce definesc punțile de legătură

ristici, împreună cu altele sînt într-o strînsă dependență. La rîndul lor dimensiunile punților de legătură sînt influențate puternic de cota de participare volumetrică al liantului cum și de structură.

Valorile acestor elemente nu pot desigur defini singure forțele de legare ale granulelor dar totuși ele sînt acelea de care depind în marea lor majoritate.

Cunoașterea acestor elemente prezintă printre altele un interes deosebit pentru cercetări privind duritatea și elasticitatea corpurilor abrazive precum și pentru stabilirea proprietăților de bază ale punților de legătură.

În vederea determinării lungimii punților de legătură, din figura 1, se observă că, un element necesar a fi cunoscut, este distanța reală λ_g dintre granule. De la aceasta, lungimea medie a punții de legătură l_p , rezultă prin scăderea dimensiunii medii d_g a unei granule, adică :

$$l_p = \lambda_g - d_g \quad (1)$$

Cu metodele experimentale actuale, cuprinderea din punctul de vedere al tehnicii măsurării a acestor dimensiuni nu e posibilă. O posibilitate de a determina experimental distanța reală dintre granule λ_g s-a creat cu ocazia cercetării durității corpurilor abrazive, cu care ocazie granulele individuale vecine se extrag cu ajutorul unei dălți speciale [1, 2]. Pe această bază s-a făcut deja încercarea de a se determina distanța reală dintre granule λ_g pe baza raporturilor volumetrice și a mărimilor granulelor. Rezultatele obținute după această metodă sînt totuși needificatoare.

Pe calea analitică pînă în prezent au fost făcute destule încercări pentru a determina valoarea lui λ_g . În formula ce determină valoarea grosimii așchii la rectificare, G. Pahlitzsch și H. Hemevidig [3] consideră valoarea lui λ_g ca fiind egală cu diametrul granulei.

$$\lambda_g \approx d_g \quad (2)$$

E. N. Maslov [4] a propus o cale în baza căreia granulele erau considerate sfere cu diametrul d_g . Drept model al aranjării în spațiu a granulelor a fost propusă rețeaua cu fețe centrate. Ținînd cont de numărul granulelor n_g pe gram-forță, de greutatea specifică γ a materialului abraziv și de cota volumetrică a granulelor din corpurile abrazive V_a , el a elaborat următoarea formulă pentru λ_g .

$$\lambda_g = \sqrt{\frac{10^5}{V_a \cdot \gamma \cdot n_g}} \quad (3)$$

Aceeași cale a urmat și K. E. Schwartz [5] cu ocazia determinării distanței reale dintre granule λ_g . El a propus pentru distribuția granulelor cea mai deasă împachetare a bilelor, adică o rețea cu volum centrat. Formula dedusă cu această ocazie este :

$$\lambda_g = \sqrt{\frac{1,95 \cdot 10^5}{V_a \cdot \gamma \cdot n_g}} \quad (4)$$

Ecuatiile (3) și (4) se diferențiază între ele doar prin constanta de la numărător. Această diferență se datorește în totalitate felului diferit de ordonare a granulelor în spațiu.

În urma calculelor, după ecuația (3) a lui E. N. Maslov se obțin valori nereale pentru λ_g , căci nu e posibil ca distanța dintre granule să fie mai mică decât diametrul mediu presupus al granulei d_g . În schimb ecuația (4) dă valori acceptabile pentru λ_g . Impreciziile care apar de această dată se datoresc corelației dintre greutatea specifică γ și numărul de granule pe gram-forță. Valorile γ pot varia pentru electrocorindon între 3,3 și 3,95 gram-forță pe cm^3 , fapt care are influențe puternice asupra numărului de granule, mai ales pentru cele mici și mijlocii. Din această cauză numărul granulelor n_g pe gram-forță e supus unor variații considerabile. Stabilirea dispersiilor e dificilă, numărarea mecanică a citorva zeci de mii de granule necesitînd mult timp.

Din această cauză J. Peklenik [2] a ales o altă cale pentru determinarea distanței dintre granule λ_g , și anume pe baza mărimii granulelor. Relația de calcul la care a ajuns este :

$$\lambda_g = \frac{4,63 d_g}{\sqrt[3]{V_{a_0} - \varphi_s I_s}} \quad (5)$$

în care

$$d_g = \frac{\bar{d}_{g_1} + \bar{d}_{g_2}}{2}$$

Valorile pentru λ_g reieșite din calcul, de această dată sînt mult mai reale, ele fiind în funcție de duritate și structură, cuprinse între 0,177 și 3,080 mm. Se remarcă totuși că la deducerea acestei ecuații s-a aproximat volumul granulei V_{ga} ca fiind egal cu d_g^3 , adică un cub cu latura d_g . Ori din cercetările mărimii granulelor a reieșit că forma granulelor cea mai des întîlnită corespunde aproximativ cu un octaedru care are volumul dat de relația :

$$V_{ga} = 0,67 d_g^3 \quad (6)$$

Dacă se ține cont de această stare, expresia pentru λ_g se poate deduce în felul următor :

Numărul granulelor pe unitate de volum din corpul abraziv (cm^3) este :

$$Z_{gv} = \frac{10^3}{V_{ga}} \cdot \frac{V_{a_0} - \varphi_s I_s}{100} \quad (7)$$

Înlocuind pe V_{ga} cu valoarea din expresia (6) și făcînd calculele necesare se obține :

$$Z_{g\vee} = \frac{15}{d_{g_2}^3} (V_{\alpha_0} - \varphi_s I_s) \quad (8)$$

Pe baza ecuației (8) reiese numărul de granule pe unitate de lungime (cm) după cum urmează :

$$Z_{g\vee} = \sqrt[3]{\frac{15}{d_{g_2}^3} (V_{\alpha_0} - \varphi_s I_s)} \quad (9)$$

În urma transformărilor se obține pentru $Z_{g\vee}$ următoarea expresie :

$$Z_{g\vee} = \frac{2,47}{d_{g_2}} \sqrt[3]{V_{\alpha_0} - \varphi_s I_s} \quad (10)$$

De aici, distanța reală dintre granule λ_g devine :

$$\lambda_g = \frac{10}{Z} = \frac{4,05 d_{g_2}}{\sqrt[3]{V_{\alpha_0} - \varphi_s I_s}} \quad (11)$$

În urma calculului efectuat după această relație au fost obținute pentru distanța reală dintre granule λ_g , în funcție de structură și granulatie, valori cuprinse între 0,091 și 1,950 mm. Conform acestora distanța dintre granule, pentru aceiași parametri luați în calcul ca și în lucrarea [2] este cu aproximativ 20% mai mică.

În continuare prin introducerea ecuației (11) în locul lui λ_g din relația (1) se obține pentru lungimea punților de legătură relația :

$$l_p = d_{g_2} \cdot t g \alpha_{I_s} \quad (12)$$

unde

$$t g \alpha_{I_s} = \frac{4,05}{\sqrt[3]{V_{\alpha_0} - \varphi_s I_s}} - 1$$

Valorile obținute prin calcul după această relație, pentru diferite structuri și grade de duritate indică un interval al lungimilor punților de legătură cuprins între 0,0091 și 0,209 mm.

Conform relației (12) lungimea medie a punților de legătură l_p depinde de mărimea granulelor d_g și de cota de participare volumetrică V_a a granulelor. Cu creșterea lui d_g crește lungimea punților, iar cu creșterea lui V_a scade lungimea punților. În figura 2 este redată pe baza valorilor obținute din calcul această dependență.

Funcția $l_p = f(d_g)$ care rezultă de aici, cînd $V_a = ct.$ poate fi definită ca o dreaptă ce trece prin originea axelor de coordonate, unde în ordonată se indică mărimea granulelor iar în abscisă lungimea punților. Panta dreptei este dată aici de valoarea indicelui de structură. Cu cît acesta este mai mare cu atît și panta este mai mare.

Folosind relația (12) se poate, după cum s-a văzut, calcula lungimea medie a punților de legătură dintre granule. Aceasta înseamnă însă o valoare unică pentru toate. În realitate fiecare granulă este ținută

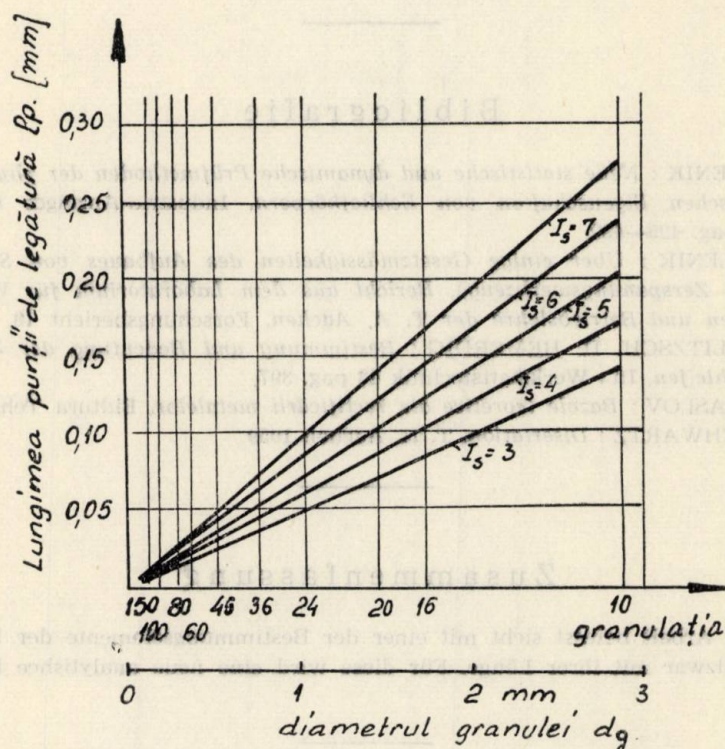


Fig. 2 Variația lungimii punților de legătură funcție de granulație și de structură.

în corpul abraziv de punți, care pot să difere ca lungime de cea calculată. Mai mult chiar și punțile de legătură de la aceeași granulă pot să difere, atât între ele cât și față de cea calculată.

Elementele care contribuie la această diferențiere sînt : forma diferită a granulelor din același corp, variația dimensiunilor granulelor din corp și poziția lor reciprocă nedefinită.

Această stare face, ca pentru același corp abraziv, valorile lungimilor punților de legătură să se găsească într-un interval dimensional apreciabil, interval care se pare că pe măsura măririi granulației, se restringe.

Încadrarea acestor valori într-o lege statistică bine definită, în prezent este foarte dificilă. Se poate doar aprecia că nu este exclus ca și aceste dimensiuni să se încadreze în legea lui Gauss. La aceasta contribuie faptul că determinarea pe cale experimentală a acestor valori, folosind tehnica actuală de măsură este încă insuficient de precisă.

Bibliografie

1. J. PEKLENİK : *Neue statistische und dynamische Prüfmethode der physikalisch-mechanischen Eigenschaften von Echlietkörpern*. Industrie-Anzeiger 82 (1960), nr. 28, pag. 425—430.
2. J. PEKLENİK : *Über einige Gesetzmässigkeiten des Aufbaues von Schleifkörpern als Zerspanungswerkzeuge*. Bericht aus dem Laboratorium für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre der T. A. Aachen. Forschungsbericht 18, 1960.
3. G. PAHLITZSCH, H. HEMERDIG : *Bestimmung und Bedeutung der Spandicke beim Schleifen*. In : Werkstattstechnik 43 pag. 397.
4. E. N. MASLOV : *Bazele teoretice ale rectificării metalelor*. Eidtura Tehnică 1952.
5. K. E. SCHWARTZ : *Disertation*. T. H. Aachen 1959.

Zusammenfassung

Die Arbeit befasst sich mit einer der Bestimmungselemente der Bindungsbüchen und zwar mit ihrer Länge. Für diese wird eine neue analytische Beziehung abgeleitet.

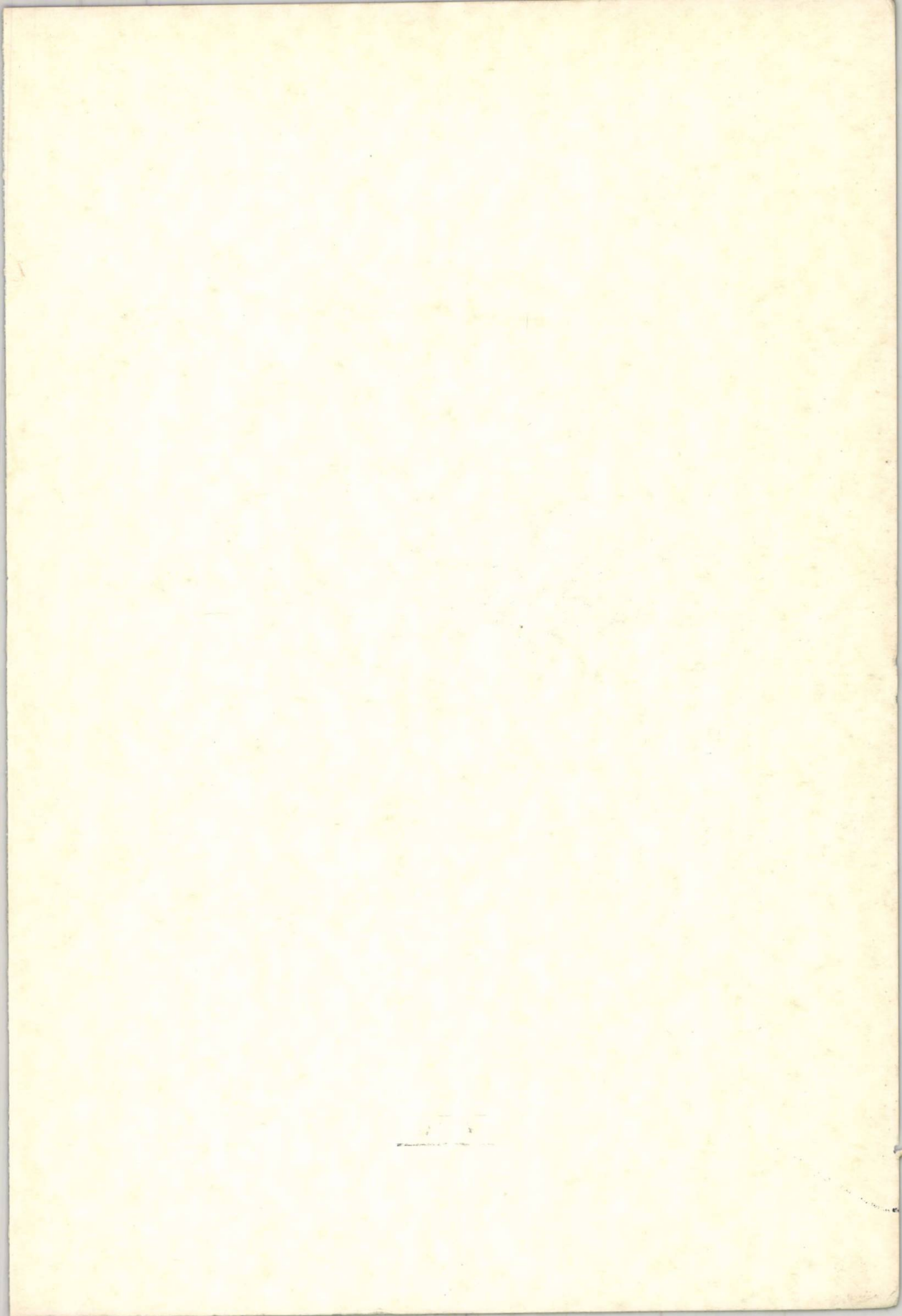


Tehnoredactarea: CIPRIAN TOMȘA
Corectura: ȘT. OLARU, V. RADU

Dat la cules: 29.03.1969. Bun de tipar: 16.12.1969
Apărut: 1969. Hirtie velină de 80 g m². Format:
16/70×100. Coli editoriale: 38,5. Coli tipar: 22¹/₄ +
92 pagini anexe.

Tiparul executat la Întreprinderea poligrafică Brașov,
sub comanda nr. 1068





1977 APR 19

40.819